

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM  
ENGENHARIA MECÂNICA**

**TROCADORES DE CALOR PARA SISTEMAS DE  
REFRIGERAÇÃO MINIATURIZADOS**

Dissertação submetida à  
UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
para obtenção do grau de  
MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

**GUILHERME BORGES RIBEIRO**

Florianópolis, fevereiro de 2009.

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA PROGRAMA DE  
PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**TROCADORES DE CALOR PARA SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO  
MINIATURIZADOS**

**GUILHERME BORGES RIBEIRO**

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de MESTRE EM  
ENGENHARIA ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA sendo aprovada em sua  
forma final.

---

Prof. Alvaro Toubes Prata, Ph.D. - Orientador

---

Prof. Eduardo Alberto Fancello, D.Sc. - Coordenador do Curso

**BANCA EXAMINADORA**

---

Prof. Júlio César Passos, Dr. - Presidente

---

Prof. Jader Riso Barbosa Jr., Ph.D.

---

Eng. Luciana Wasnievski da Silva, Ph.D.

*Nós somos aquilo que fazemos repetidas vezes, repetidamente. A excelência  
portanto não é um feito, mas um hábito.*

*(Aristóteles)*

*À minha Mãe...*



## *Agradecimentos*

*Agradeço ao meu orientador Alvaro Toubes Prata, pela competente orientação e por confiar no meu trabalho.*

*À Embraco, mais precisamente ao Eng. Augusto José Pereira Zimmermann, pelas sugestões e pelo apoio técnico e financeiro no desenvolvimento das atividades.*

*Ao CNPq e à FINEP, pelo suporte financeiro.*

*A todos os meus amigos, Rovair, Paulo, Robson, Thiago, André, João, Diogo e Pablo, pelo companheirismo nesta etapa de nossas vidas.*

*Aos alunos Marcelo Branco e Paulo Palomino, pela ajuda na realização dos testes experimentais.*

*Ao amigo e colega Eduardo Ludgero, pelo companheirismo e pelo profissionalismo na construção da bancada experimental.*

*A minha família, Karina, Ronald e Maria Antonia, pelo apoio e incentivo.*

*A minha mãe, Anelise, por ser um exemplo de caráter e de luta.*

## Resumo

Esta dissertação de mestrado propõe uma análise experimental e o desenvolvimento de um modelo aplicados a trocadores de calor que fazem parte de um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor miniaturizado.

É apresentada a avaliação experimental do desempenho térmico e hidráulico dos trocadores de calor, assim como o desenvolvimento de novos trocadores de calor que correspondam às aplicações que um sistema de refrigeração miniaturizado possa ter.

A bancada experimental permite a avaliação dos condensadores e dos evaporadores nas condições típicas do sistema de refrigeração miniaturizado. Ela consiste num circuito fechado de ar em conjunto com um circuito de fluido refrigerante e com um dispositivo que simula a carga térmica fornecida ao evaporador. Foi utilizado isobutano (R-600a) como fluido de trabalho no circuito do fluido refrigerante.

Dois tipos de condensadores foram testados na bancada experimental: condensadores aletados com micro-canais e condensadores porosos com micro-canais. O primeiro consiste em condensadores com aletas ventiladas de alumínio. Diferentes características das aletas foram variadas e suas influências no desempenho dos condensadores foram exploradas. O segundo é composto por meios porosos, ao invés de aletas. Três diferentes amostras de cobre foram utilizadas. Um condensador com aletas simples foi testado e comparado aos condensadores porosos.

Além da bancada experimental, foi desenvolvido um modelo computacional que prevê a transferência de calor entre um evaporador e entre tubos de calor usados na refrigeração de micro-componentes eletrônicos. Em seguida, um protótipo foi fabricado e testado na bancada experimental para uma posterior comparação com o modelo teórico.

Foi visto que o uso do alumínio provou ser uma solução promissora na questão do peso dos condensadores miniaturizados. A diminuição do número de poros e o aumento da porosidade resultaram em menores coeficientes de transferência de calor. O condensador com menor número de poros e porosidade apresentou a maior queda de pressão. A comparação entre os testes do evaporador e o modelo teórico apresentou uma boa concordância.

**PALAVRAS CHAVES:** Evaporador, Condensador, Sistema de Refrigeração Miniaturizado, Transferência de Calor.

## Abstract

The present dissertation proposes an experimental analysis and the development of a model applied to heat exchangers that are part of a miniature-scale vapour compression refrigeration system.

The experimental thermal and hydraulic evaluation of the heat exchangers is presented, as well as the development of heat exchangers which correspond to applications suitable to miniature-scale refrigeration systems.

The experimental facility allows the evaluation of condensers and evaporators in typical conditions encountered in miniature-scale refrigeration systems. It consists of a closed loop air circuit operating with a refrigerant loop and with a device responsible for supplying the heat load to evaporators. Isobutane (R-600a) was used as working fluid in the refrigerant circuitry.

Two different condensers were tested in the experimental facility: microchannel condensers manufactured with fins and microchannel condensers with porous media. The former consists in condensers with aluminum louvered fins. Different fins characteristics were varied and their influence on condensers performance was explored. The latter is composed by porous media instead of fins. Three different cooper samples were used. A condenser with plain fins was tested and compared with porous media condensers.

Besides the experimental facility, a model was created that predicts the heat transfer between the evaporator and the heat pipes used in electronic cooling. Later, a prototype was manufactured and tested in the experimental facility, for further comparison with the theoretical model.

It was showed that the use of aluminum proved to be a promising solution for the weight issue in miniaturized condensers. The decrease of the number of pores and the increase of porosity resulted in lower heat transfer coefficients. The condenser with lower number of pores and porosity presented the highest pressure drop. The comparison between the evaporator tests and the theoretical model presented a good agreement.

**KEY WORDS:** Evaporators, Condensers, Miniature-Scale Refrigeration System, Heat Transfer.

# Sumário

<b>1</b>	<b>Introdução</b>	<b>1</b>
1.1	Sistema de Refrigeração por Compressão Mecânica de Vapor . . . . .	1
1.2	Objetivos e contribuições . . . . .	3
1.3	Organização do texto . . . . .	6
<b>2</b>	<b>Revisão Bibliográfica</b>	<b>8</b>
2.1	Miniaturização de Sistemas de Refrigeração . . . . .	8
2.2	Meios Porosos Metálicos . . . . .	15
2.3	Processos de Mudança de Fase em Micro-canais . . . . .	18
<b>3</b>	<b>Condensadores Miniaturizados</b>	<b>25</b>
3.1	Condensadores aletados com micro-canais . . . . .	25
3.1.1	Descrição . . . . .	25
3.1.2	Parâmetros da Análise Experimental . . . . .	29
3.2	Condensadores Porosos com Micro-canais . . . . .	35
3.2.1	Descrição . . . . .	35
3.2.2	Parâmetros da Análise Experimental . . . . .	38
<b>4</b>	<b>Evaporador Miniaturizado Acoplado a Tubos de Calor</b>	<b>41</b>
4.1	Descrição do Funcionamento dos Tubos de Calor . . . . .	41
4.2	Descrição do Acoplamento Evaporador/Tubos de Calor . . . . .	46
4.3	Modelo dos Tubos de Calor . . . . .	50
4.4	Modelo do Evaporador . . . . .	57
4.5	Código Computacional . . . . .	63
4.6	Parâmetros da Análise Experimental . . . . .	64
<b>5</b>	<b>Bancada e Procedimento Experimental</b>	<b>66</b>
5.1	Circuito do Ar . . . . .	66
5.1.1	Descrição . . . . .	66
5.1.2	Instrumentos de Medição e Controle . . . . .	70
5.2	Circuito do Fluido Refrigerante . . . . .	72

5.2.1	Descrição . . . . .	72
5.2.2	Instrumentos de Medição e Controle . . . . .	74
5.3	Dissipadores de Calor . . . . .	77
5.3.1	Descrição . . . . .	77
5.3.2	Instrumentos de Medição e Controle . . . . .	78
5.4	Sistema de Aquisição de Dados . . . . .	81
5.5	Procedimento Experimental . . . . .	83
<b>6</b>	<b>Resultados e Discussões</b>	<b>86</b>
6.1	Condensadores Aletados com Micro-canais . . . . .	87
6.2	Condensadores Porosos com Micro-canais . . . . .	106
6.3	Evaporador Acoplado a Tubos de Calor . . . . .	117
<b>7</b>	<b>Considerações Finais</b>	<b>125</b>
7.1	Conclusões . . . . .	125
7.2	Sugestões para Trabalhos Futuros . . . . .	127
<b>A</b>	<b>Coefficiente Global de Transferência de Calor - <math>UA</math></b>	<b>134</b>
<b>B</b>	<b>Fator de Fricção - <math>f</math></b>	<b>137</b>
B.1	Regiões de Entrada e Saída . . . . .	137
B.2	Região Central . . . . .	138
B.3	Queda de Pressão Total . . . . .	139
<b>C</b>	<b>Projeto do Evaporador Miniaturizado Acoplado a Tubos de Calor</b>	<b>140</b>
<b>D</b>	<b>Equipamentos e Instrumentos da Bancada Experimental</b>	<b>149</b>
D.1	Circuito do Ar . . . . .	149
D.2	Circuito do Fuido Refrigerante . . . . .	153
D.3	Dissipadores de Calor . . . . .	157
<b>E</b>	<b>Projeto do Circuito do Ar da Bancada Experimental</b>	<b>159</b>
<b>F</b>	<b>Análise das Incertezas de Medição</b>	<b>161</b>
<b>G</b>	<b>Gráficos dos Condensadores para <math>\dot{m}_{ref} = 0,47 \text{ kg/h}</math></b>	<b>164</b>
G.1	Condensadores Aletados com Micro-canais . . . . .	164
G.2	Condensadores Porosos com Micro-canais . . . . .	171

# Lista de Figuras

1.1	Desenho esquemático de um ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor de simples estágio. . . . .	2
1.2	Gráfico da quantidade de transistores presentes em processadores de computador ao longo dos anos. Fonte: Wikipedia (2008). . . . .	3
2.1	Desenho esquemático de uma vestimenta com diversos IMCCs ( <i>Integrated mesoscopic cooler circuits</i> ) anexados, descrito por Shannon <i>et al.</i> (1999). .	9
2.2	Desenho esquemático da bancada experimental elaborada por Mongia <i>et al.</i> (2006) . . . . .	10
2.3	Desenho esquemático da localização dos termopares no dissipador de calor proposto por Nnanna (2006). . . . .	11
2.4	Desenho esquemático da bancada experimental elaborada por Coggins <i>et al.</i> (2006). . . . .	12
2.5	Desenho esquemático da bancada experimental elaborada por Trutassanawin <i>et al.</i> (2006). . . . .	14
2.6	Exemplos de amostras de meios porosos metálicos usadas no trabalho de Haack <i>et al.</i> (2000). . . . .	16
2.7	Desenho esquemático da bancada experimental desenvolvida por Floyd <i>et al.</i> (2006). . . . .	17
2.8	Desenho descritivo da seção de testes da bancada experimental desenvolvida por Boomsma <i>et al.</i> (2003). . . . .	18
2.9	Desenho esquemático da bancada experimental desenvolvida por Dong e Yang (2008). . . . .	20
2.10	Desenho descritivo dos micro-canais dos condensadores estudados por Hu e Chao (2007). . . . .	21
2.11	Desenho descritivo do módulo de teste do trabalho realizado por Hetsroni <i>et al.</i> (2002). . . . .	22
2.12	Desenho descritivo da oscilação da queda de pressão nos micro-canais evidenciada por Qu e Mudawar (2003). . . . .	24
2.13	Desenho descritivo da instabilidade dos canais paralelos evidenciada por Qu e Mudawar (2003). . . . .	24

3.1	Exemplo do formato de uma aleta ventilada; vista em corte. . . . .	26
3.2	Desenho esquemático do condensador de alumínio com aletas ventiladas. .	26
3.3	Condensadores com aletas de diferentes alturas. . . . .	27
3.4	Condensadores com aletas de diferentes comprimentos. . . . .	27
3.5	Condensadores com número de conjunto de aletas diferentes. . . . .	27
3.6	Vista em corte do condensador que possui aletas ventiladas, com os micro-canais a mostra. . . . .	29
3.7	Variação dos coeficientes de perda de carga localizadas devido à contrações e expansões em relação à razão de áreas. Fonte: Fox e McDonald (2001). .	33
3.8	Exemplo de um meio poroso metálico. Fonte: Porvair Selle (2008). . . . .	35
3.9	Desenho esquemático do condensador com um meio poroso metálico. . . .	36
3.10	Vista em corte do condensador que possui um meio poroso metálico, com os micro-canais à mostra. . . . .	37
4.1	Desenho esquemático em corte de um tubo de calor. (1) Invólucro, (2) Estrutura capilar, (3) Duto de vapor. . . . .	42
4.2	Desenho esquemático em corte de um tubo de calor. . . . .	43
4.3	Desenho representativo de tubos de calor aplicados ao resfriamento de processadores de computadores portáteis. (1) Tubos de calor, (2) Ventilador, (3) Aletas, (4) Processador. . . . .	44
4.4	Fluxograma representativo de um tubo de calor aplicado ao resfriamento de processadores de computadores portáteis. . . . .	45
4.5	Figura da patente criada por Intel (2001). . . . .	45
4.6	Representação das resistências térmicas envolvidas num sistema com tubos de calor usados no resfriamento de processadores. Fonte: Mongia <i>et al.</i> (2007). . . . .	46
4.7	Fluxograma representativo de um tubo de calor acoplado a um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor. . . . .	47
4.8	Desenho esquemático do evaporador do sistema de refrigeração miniaturizado acoplado a tubos de calor. (1) Evaporador do sistema de refrigeração, (2) Alojamento para o evaporador, (3) Tubo de calor, (4) Aletas. . . . .	48
4.9	Desenho esquemático do evaporador. . . . .	48
4.10	Desenho esquemático do evaporador com detalhe sobre a entrada e saída do fluido refrigerante. . . . .	49
4.11	Desenho esquemático do evaporador com detalhe sobre o volume que possui a função de reter líquido. . . . .	49
4.12	Resistências térmicas presentes num tubo de calor. . . . .	51
4.13	Resistências térmicas e condições de contorno presentes no evaporador. . .	57

4.14	Trecho da malha do domínio computacional utilizado na especificação do fator de forma do alojamento do evaporador. . . . .	59
4.15	Interface gráfica do código computacional do evaporador acoplado a tubos de calor. . . . .	64
5.1	Equipamentos presentes no circuito do ar. (1) Seção de testes do condensador, (2) Ventiladores, (3) Bocais convergentes, (4) Banho termostático, (5) Resistências elétricas, (6) Telas misturadoras de ar, (7) Rotor, (8) Meio poroso. . . . .	68
5.2	Fotografia do circuito do ar. . . . .	68
5.3	Fotografia da seção de testes do condensador. . . . .	69
5.4	Equipamentos e instrumentos de medição instalados no circuito do ar. (T) Termopar, ( $\Delta P$ ) Transdutor de pressão diferencial, (U) transdutor de umidade. . . . .	70
5.5	Equipamentos presentes no circuito do fluido refrigerante. (1) Compressor, (2) Separador de óleo, (3) Condensador, (4) Acumulador de líquido, (5) Evaporador, (6) Medidor de vazão mássica, (7) Válvula de expansão, (8) Resistências elétricas, (9) Resistência elétrica do acumulador de líquido, (10) Válvula de bloqueio do condensador, (11) Válvula de expansão do evaporador, (12) Válvula de bloqueio do evaporador, (13) Válvula de entrada do fluido refrigerante. . . . .	73
5.6	Fotografia do circuito do fluido refrigerante. . . . .	74
5.7	Equipamentos utilizados no circuito do fluido refrigerante com diversos pontos indicados. . . . .	75
5.8	Diagrama pressão-entalpia do circuito do fluido refrigerante para testes do condensador. . . . .	75
5.9	Diagrama pressão-entalpia do circuito do fluido refrigerante para testes do evaporador. . . . .	76
5.10	Equipamentos e instrumentos de medição instalados no circuito do fluido refrigerante. (T) Termopar, (P) Transdutor de pressão. . . . .	77
5.11	Resistências elétricas do dissipador de calor que representam os componentes internos de um processador. . . . .	78
5.12	Desenho esquemático do dissipador de calor que faz as vezes dos tubos de calor. (1) Bloco isolante, (2) Bloco de alumínio, (3) Resistência elétrica, (4) Evaporador. . . . .	79
5.13	Termoresistências instaladas no veículo de testes. . . . .	79
5.14	Medições e controle do veículo de testes. . . . .	80
5.15	Interface gráfica do controle no programa de aquisição de dados. . . . .	82



5.16	Interface gráfica das medições do circuito do ar no programa de aquisição de dados. . . . .	82
5.17	Interface gráfica do diagrama de bloco do programa de aquisição de dados. . . . .	83
6.1	Gráfico da influência da altura das aletas e da quantidade de conjuntos de aletas na queda de pressão dos condensadores aletados com micro-canais, para $T_{cond} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ , $\dot{m}_{ref} = 1,05\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ . . . . .	88
6.2	Gráfico da influência do comprimento das aletas na queda de pressão dos condensadores aletados com micro-canais, para $T_{cond} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ , $\dot{m}_{ref} = 1,05\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ . . . . .	89
6.3	Gráfico da influência da altura das aletas e da quantidade de conjuntos de aletas no fator de atrito dos condensadores aletados com micro-canais, para $T_{cond} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ , $\dot{m}_{ref} = 1,05\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ . . . . .	90
6.4	Gráfico da influência do comprimento das aletas no fator de atrito dos condensadores aletados com micro-canais, para $T_{cond} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ , $\dot{m}_{ref} = 1,05\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ . . . . .	91
6.5	Gráfico da influência da altura das aletas e da quantidade de conjuntos de aletas na taxa de transferência de calor dos condensadores aletados com micro-canais, para $T_{cond} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ , $\dot{m}_{ref} = 1,05\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ . . . . .	92
6.6	Gráfico da influência do comprimento das aletas na taxa de transferência de calor dos condensadores aletados com micro-canais, para $T_{cond} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ , $\dot{m}_{ref} = 1,05\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ . . . . .	92
6.7	Gráfico da influência da altura das aletas e da quantidade de conjuntos de aletas no coeficiente global de transferência de calor dos condensadores aletados com micro-canais, para $T_{cond} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ , $\dot{m}_{ref} = 1,05\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ . . . . .	93
6.8	Gráfico da influência do comprimento das aletas no coeficiente global de transferência de calor dos condensadores aletados com micro-canais, para $T_{cond} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ , $\dot{m}_{ref} = 1,05\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ . . . . .	94
6.9	Gráfico da influência da altura das aletas e da quantidade de conjuntos de aletas no fator de <i>Colburn</i> dos condensadores aletados com micro-canais, para $T_{cond} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ , $\dot{m}_{ref} = 1,05\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ . . . . .	95
6.10	Gráfico da influência do comprimento das aletas no fator de <i>Colburn</i> dos condensadores aletados com micro-canais, para $T_{cond} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ , $\dot{m}_{ref} = 1,05\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ . . . . .	96
6.11	Gráfico da influência da altura das aletas e da quantidade de conjuntos de aletas na potência de bombeamento requerida pelos condensadores aletados com micro-canais, para $T_{cond} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ , $\dot{m}_{ref} = 1,05\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ . . . . .	97

6.12	Gráfico da influência do comprimento das aletas na potência de bombeamento requerida pelos condensadores aletados com micro-canais, para $T_{cond} = 90\text{ °C}$ , $\dot{m}_{ref} = 1,05\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 50\text{ °C}$ . . . . .	97
6.13	Gráfico da influência da altura das aletas e da quantidade de conjuntos de aletas na queda de pressão dos condensadores aletados com micro-canais, para $T_{cond} = 45\text{ °C}$ , $\dot{m}_{ref} = 0,40\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 25\text{ °C}$ . . . . .	100
6.14	Gráfico da influência do comprimento das aletas na queda de pressão dos condensadores aletados com micro-canais, para $T_{cond} = 45\text{ °C}$ , $\dot{m}_{ref} = 0,40\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 25\text{ °C}$ . . . . .	100
6.15	Gráfico da influência da altura das aletas e da quantidade de conjuntos de aletas no fator de atrito dos condensadores aletados com micro-canais, para $T_{cond} = 45\text{ °C}$ , $\dot{m}_{ref} = 0,40\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 25\text{ °C}$ . . . . .	101
6.16	Gráfico da influência do comprimento das aletas no fator de atrito dos condensadores aletados com micro-canais, para $T_{cond} = 45\text{ °C}$ , $\dot{m}_{ref} = 0,40\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 25\text{ °C}$ . . . . .	101
6.17	Gráfico da influência da altura das aletas e da quantidade de conjuntos de aletas na taxa de transferência de calor dos condensadores aletados com micro-canais, para $T_{cond} = 45\text{ °C}$ , $\dot{m}_{ref} = 0,40\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 25\text{ °C}$ . . . .	102
6.18	Gráfico da influência do comprimento das aletas na taxa de transferência de calor dos condensadores aletados com micro-canais, para $T_{cond} = 45\text{ °C}$ , $\dot{m}_{ref} = 0,40\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 25\text{ °C}$ . . . . .	102
6.19	Gráfico da influência da altura das aletas e da quantidade de conjuntos de aletas no coeficiente global de transferência de calor dos condensadores aletados com micro-canais, para $T_{cond} = 45\text{ °C}$ , $\dot{m}_{ref} = 0,40\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 25\text{ °C}$ . . . . .	103
6.20	Gráfico da influência do comprimento das aletas no coeficiente global de transferência de calor dos condensadores aletados com micro-canais, para $T_{cond} = 45\text{ °C}$ , $\dot{m}_{ref} = 0,40\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 25\text{ °C}$ . . . . .	103
6.21	Gráfico da influência da altura das aletas e da quantidade de conjuntos de aletas no fator de <i>Colburn</i> dos condensadores aletados com micro-canais, para $T_{cond} = 45\text{ °C}$ , $\dot{m}_{ref} = 0,40\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 25\text{ °C}$ . . . . .	104
6.22	Gráfico da influência do comprimento das aletas no fator de <i>Colburn</i> dos condensadores aletados com micro-canais, para $T_{cond} = 45\text{ °C}$ , $\dot{m}_{ref} = 0,40\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 25\text{ °C}$ . . . . .	104
6.23	Gráfico da influência da altura das aletas e da quantidade de conjuntos de aletas na potência de bombeamento requerida pelos condensadores aletados com micro-canais, para $T_{cond} = 45\text{ °C}$ , $\dot{m}_{ref} = 0,40\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 25\text{ °C}$ . . .	105

6.24	Gráfico da influência do comprimento das aletas na potência de bombeamento requerida pelos condensadores aletados com micro-canais, para $T_{cond} = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$ , $\dot{m}_{ref} = 0,40\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ . . . . .	105
6.25	Gráfico da taxa de transferência de calor obtida pelo lado do ar e pelo lado do fluido refrigerante nos condensadores aletados com micro-canais. . . . .	106
6.26	Gráfico da influência do número de poros e da porosidade na queda de pressão dos condensadores com meios porosos, para $T_{cond} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ , $\dot{m}_{ref} = 1,05\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ . . . . .	107
6.27	Gráfico da influência do número de poros e da porosidade no fator de atrito dos condensadores com meios porosos, para $T_{cond} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ , $\dot{m}_{ref} = 1,05\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ . . . . .	108
6.28	Gráfico da influência do número de poros e da porosidade na taxa de transferência de calor dos condensadores com meios porosos, para $T_{cond} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ , $\dot{m}_{ref} = 1,05\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ . . . . .	109
6.29	Gráfico da influência do número de poros e da porosidade no coeficiente global de transferência de calor dos condensadores com meios porosos, para $T_{cond} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ , $\dot{m}_{ref} = 1,05\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ . . . . .	110
6.30	Gráfico da influência do número de poros e da porosidade no fator de <i>Colburn</i> dos condensadores com meios porosos, para $T_{cond} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ , $\dot{m}_{ref} = 1,05\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ . . . . .	111
6.31	Gráfico da influência do número de poros e da porosidade na potência de bombeamento requerida pelos condensadores com meios porosos, para $T_{cond} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ , $\dot{m}_{ref} = 1,05\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ . . . . .	112
6.32	Gráfico da influência do número de poros e da porosidade na queda de pressão dos condensadores com meios porosos, para $T_{cond} = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$ , $\dot{m}_{ref} = 0,40\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ . . . . .	114
6.33	Gráfico da influência do número de poros e da porosidade no fator de atrito dos condensadores com meios porosos, para $T_{cond} = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$ , $\dot{m}_{ref} = 0,40\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ . . . . .	114
6.34	Gráfico da influência do número de poros e da porosidade na taxa de transferência de calor dos condensadores com meios porosos, para $T_{cond} = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$ , $\dot{m}_{ref} = 0,40\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ . . . . .	115
6.35	Gráfico da influência do número de poros e da porosidade no coeficiente global de transferência de calor dos condensadores com meios porosos, para $T_{cond} = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$ , $\dot{m}_{ref} = 0,40\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ . . . . .	115
6.36	Gráfico da influência do número de poros e da porosidade no fator de <i>Colburn</i> dos condensadores com meios porosos, para $T_{cond} = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$ , $\dot{m}_{ref} = 0,40\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ . . . . .	116

6.37	Gráfico da influência do número de poros e da porosidade na potência de bombeamento requerida pelos condensadores com meios porosos, para $T_{cond} = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$ , $\dot{m}_{ref} = 0,40\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ . . . . .	116
6.38	Gráfico da taxa de transferência de calor obtida pelo lado do ar e pelo lado do fluido refrigerante nos condensadores com meios porosos. . . . .	117
6.39	Gráfico do comprimento dos canais do evaporador em função da temperatura do processador. . . . .	118
6.40	Gráfico da influência da vazão mássica do fluido refrigerante no coeficiente global de transferência de calor do evaporador, para $\dot{Q}_{refri} = 30\text{ W}$ . . . . .	121
6.41	Gráfico da influência da vazão mássica do fluido refrigerante no coeficiente global de transferência de calor do evaporador, para $\dot{Q}_{refri} = 45\text{ W}$ . . . . .	121
6.42	Gráfico da influência da taxa de transferência de calor no coeficiente global de transferência de calor do evaporador, para $\dot{m}_{ref} = 1,00\text{ kg/h}$ . . . . .	122
6.43	Gráfico da influência da taxa de transferência de calor no coeficiente global de transferência de calor do evaporador, para $\dot{m}_{ref} = 1,50\text{ kg/h}$ . . . . .	123
6.44	Gráfico da comparação entre os coeficientes globais de transferência de calor experimental e numérico do evaporador. . . . .	124
A.1	Desenho esquemático da transferência de calor entre os fluidos quente e frio.	134
B.1	Desenho esquemático do escoamento de ar ao longo do trocador de calor. .	137
C.1	Desenho técnico do evaporador acoplado a tubos de calor - Parte I. . . . .	141
C.2	Desenho técnico do evaporador acoplado a tubos de calor - Parte II . . . .	142
C.3	Desenho técnico do evaporador acoplado a tubos de calor - Parte III . . . .	143
C.4	Desenho técnico do evaporador acoplado a tubos de calor - Parte IV . . . .	144
C.5	Desenho técnico do evaporador acoplado a tubos de calor - Parte V . . . .	145
C.6	Desenho técnico do evaporador acoplado a tubos de calor - Parte VI . . . .	146
C.7	Desenho técnico do evaporador acoplado a tubos de calor - Parte VII . . . .	147
C.8	Desenho técnico do evaporador acoplado a tubos de calor - Parte VIII . . . .	148
D.1	Ventilador. . . . .	149
D.2	Bocal convergente. . . . .	149
D.3	Trocador de calor do banho termostático. . . . .	150
D.4	Banho termostático. . . . .	150
D.5	Rotor. . . . .	150
D.6	Tela misturadora de ar. . . . .	151
D.7	Meio poroso. . . . .	151
D.8	Resistência elétrica. . . . .	151
D.9	Fonte de alimentação variável. . . . .	152
D.10	Fonte de alimentação estabilizada. . . . .	152

D.11 Termopar. . . . .	152
D.12 Transdutor de pressão diferencial. . . . .	153
D.13 Transdutor de umidade relativa. . . . .	153
D.14 Compressor. . . . .	153
D.15 Separador de óleo. . . . .	154
D.16 Acumulador de líquido. . . . .	154
D.17 Medidor de vazão mássica. . . . .	154
D.18 Válvula de expansão. . . . .	155
D.19 Válvula de expansão do evaporador. . . . .	155
D.20 Resistência elétrica siliconada. . . . .	155
D.21 Microcontrolador. . . . .	156
D.22 Transdutor de pressão absoluta. . . . .	156
D.23 Termopar. . . . .	156
D.24 Termoresistência. . . . .	157
D.25 Dissipador de calor. . . . .	157
D.26 Fonte de alimentação variável. . . . .	157
D.27 Transdutor de potência. . . . .	158
D.28 Transformador. . . . .	158
E.1 Desenho técnico do circuito do ar da bancada experimental. . . . .	160
G.1 Gráfico da influência da altura das aletas e da quantidade de conjuntos de aletas na queda de pressão dos condensadores aletados com micro-canais, para $T_{cond} = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$ , $\dot{m}_{ref} = 0,47\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ . . . . .	164
G.2 Gráfico da influência do comprimento das aletas na queda de pressão dos condensadores aletados com micro-canais, para $T_{cond} = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$ , $\dot{m}_{ref} = 0,47\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ . . . . .	165
G.3 Gráfico da influência da altura das aletas e da quantidade de conjuntos de aletas no fator de atrito dos condensadores aletados com micro-canais, para $T_{cond} = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$ , $\dot{m}_{ref} = 0,47\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ . . . . .	165
G.4 Gráfico da influência do comprimento das aletas no fator de atrito dos condensadores aletados com micro-canais, para $T_{cond} = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$ , $\dot{m}_{ref} = 0,47\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ . . . . .	166
G.5 Gráfico da influência da altura das aletas e da quantidade de conjuntos de aletas na taxa de transferência de calor dos condensadores aletados com micro-canais, para $T_{cond} = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$ , $\dot{m}_{ref} = 0,47\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ . . . . .	166
G.6 Gráfico da influência do comprimento das aletas na taxa de transferência de calor dos condensadores aletados com micro-canais, para $T_{cond} = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$ , $\dot{m}_{ref} = 0,47\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ . . . . .	167

G.7	Gráfico da influência da altura das aletas e da quantidade de conjuntos de aletas no coeficiente global de transferência de calor dos condensadores aletados com micro-canais, para $T_{cond} = 45\text{ °C}$ , $\dot{m}_{ref} = 0,47\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 25\text{ °C}$ . . . . .	167
G.8	Gráfico da influência do comprimento das aletas no coeficiente global de transferência de calor dos condensadores aletados com micro-canais, para $T_{cond} = 45\text{ °C}$ , $\dot{m}_{ref} = 0,47\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 25\text{ °C}$ . . . . .	168
G.9	Gráfico da influência da altura das aletas e da quantidade de conjuntos de aletas no fator de <i>Colburn</i> dos condensadores aletados com micro-canais, para $T_{cond} = 45\text{ °C}$ , $\dot{m}_{ref} = 0,47\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 25\text{ °C}$ . . . . .	168
G.10	Gráfico da influência do comprimento das aletas no fator de <i>Colburn</i> dos condensadores aletados com micro-canais, para $T_{cond} = 45\text{ °C}$ , $\dot{m}_{ref} = 0,47\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 25\text{ °C}$ . . . . .	169
G.11	Gráfico da influência da altura das aletas e da quantidade de conjuntos de aletas na potência de bombeamento requerida pelos condensadores aletados com micro-canais, para $T_{cond} = 45\text{ °C}$ , $\dot{m}_{ref} = 0,47\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 25\text{ °C}$ . . . . .	169
G.12	Gráfico da influência do comprimento das aletas na potência de bombeamento requerida pelos condensadores aletados com micro-canais, para $T_{cond} = 45\text{ °C}$ , $\dot{m}_{ref} = 0,47\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 25\text{ °C}$ . . . . .	170
G.13	Gráfico da influência do número de poros e da porosidade na queda de pressão dos condensadores com meios porosos, para $T_{cond} = 45\text{ °C}$ , $\dot{m}_{ref} = 0,47\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 25\text{ °C}$ . . . . .	171
G.14	Gráfico da influência do número de poros e da porosidade no fator de atrito dos condensadores com meios porosos, para $T_{cond} = 45\text{ °C}$ , $\dot{m}_{ref} = 0,47\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 25\text{ °C}$ . . . . .	171
G.15	Gráfico da influência do número de poros e da porosidade na taxa de transferência de calor dos condensadores com meios porosos, para $T_{cond} = 45\text{ °C}$ , $\dot{m}_{ref} = 0,47\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 25\text{ °C}$ . . . . .	172
G.16	Gráfico da influência do número de poros e da porosidade no coeficiente global de transferência de calor dos condensadores com meios porosos, para $T_{cond} = 45\text{ °C}$ , $\dot{m}_{ref} = 0,47\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 25\text{ °C}$ . . . . .	172
G.17	Gráfico da influência do número de poros e da porosidade no fator de <i>Colburn</i> dos condensadores com meios porosos, para $T_{cond} = 45\text{ °C}$ , $\dot{m}_{ref} = 0,47\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 25\text{ °C}$ . . . . .	173
G.18	Gráfico da influência do número de poros e da porosidade na potência de bombeamento requerida pelos condensadores com meios porosos, para $T_{cond} = 45\text{ °C}$ , $\dot{m}_{ref} = 0,47\text{ kg/h}$ e $T_{ar,ent} = 25\text{ °C}$ . . . . .	173

# Lista de Tabelas

3.1	Características geométricas das aletas ventiladas para cada tipo de condensador. . . . .	28
3.2	Características geométricas dos meios porosos para cada tipo de condensador utilizado no presente trabalho. . . . .	36
5.1	Critérios de estabilização das variáveis presentes nos testes experimentais .	84
6.1	Condições dos testes experimentais dos condensadores aletados com micro-canais. . . . .	87
6.2	Queda de pressão no duto de vapor dos tubos de calor para diferentes comprimentos da região de condensação. . . . .	119
6.3	Condições dos testes experimentais do evaporador. . . . .	120
F.1	Propagação de erros para a taxa de transferência de calor do condensador com meio poroso $A$ , relativa às incertezas de medição dos instrumentos de medição. . . . .	162
F.2	Propagação de erros para o coeficiente global de transferência de calor do evaporador, relativa às incertezas de medição dos instrumentos de medição.	163

# Notação

## Alfabeto

$A$	Área [ $m^2$ ]
$C$	Constante [-]
$C_d$	Coeficiente de descarga [-]
$Co$	Número de confinamento [-]
$COP$	Coeficiente de performance [-]
$c_p$	Calor específico [ $J/kg \text{ } ^\circ C$ ]
$D$	Diâmetro [ $m$ ]
$e$	Espessura [ $m$ ]
$F$	Fator de intensificação [-]
$f$	Fator de Atrito [-]
$G$	Fluxo de massa [ $kg/m^2s$ ]
$g$	Aceleração da gravidade [ $m/s^2$ ]
$H$	Altura [ $m$ ]
$h$	Entalpia específica [ $J/kg$ ]
$j$	Fator de <i>Colburn</i> [-]
$K$	Permeabilidade [ $m^2$ ]
$k$	Condutividade térmica [ $W/m \text{ } ^\circ C$ ]
$K_c$	Coeficiente de contração [-]
$K_e$	Coeficiente de expansão [-]
$L$	Comprimento [ $m$ ]
$\dot{m}$	Vazão mássica [ $kg/s$ ]
$Ma$	Número de <i>Mach</i> [-]
$N$	Quantidade [-]
$n$	Quantidade de pontos experimentais [-]
$Nu$	Número de <i>Nusselt</i> [-]
$P$	Pressão [ $Pa$ ]
$p$	Perímetro [ $m$ ]
$Pr$	Número de <i>Prandtl</i> [-]
$\dot{Q}$	Taxa de transferência de calor [ $W$ ]
$R$	Resistência térmica [ $^\circ C/W$ ]
$R$	Constante do gás [ $J/kgK$ ]
$r$	Raio [ $m$ ]
$Re$	Número de <i>Reynolds</i> [-]
$S$	Fator de forma [ m ]



$S$	Fator de supressão [-]
$s$	Desvio Padrão [-]
$St$	Número de <i>Stanton</i> [-]
$T$	Temperatura [ °C ]
$t$	Coeficiente de <i>Student</i> [-]
$U$	Incerteza de medição [-]
$UA$	Coeficiente global de transferência de calor [ W/°C ]
$V$	Volume [ $m^3$ ]
$v$	Velocidade [ $m/s$ ]
$\dot{V}$	Vazão volumétrica [ $m^3/s$ ]
$\dot{W}$	Potência [W]
$X$	Parâmetro <i>Martinelli</i> [-]
$x$	Título [-]
$x$	Eixo coordenado [-]
$Y$	Coeficiente de expansão [-]
$y$	Eixo coordenado [-]
$z$	Eixo coordenado [-]

## Índices

a	região adiabática do tubo de calor
aloj	alojamento
amb	ambiente externo
antes	região a montante da seção de testes
ar	ar
b	bocal
bi	escoamento bifásico
c	região de condensação do tubo de calor/canais
cal	calibração
cap	estrutura capilar
comp	compressor
con	contato
cond	condensador/condensação
DB	Dittus-Boelter
depois	região a jusante da seção de testes
ds	duto de saída
e	região de evaporação do tubo de calor

ef	efetivo
ent	entrada
eq	equivalente
evap	evaporador/evaporação
exp	experimental
ext	externo
f	frio
face	face frontal
FZ	Forster-Zuber
grao	grão
h	hidráulico
i	interface
int	interno
inv	invólucro
irrev	irreversível
l	líquido
lv	líquido-vapor
m	média
max	máximo
mc	micro-canal
ml	média logarítmica
mp	meio poroso
num	numérico
par	parede
proc	processador
q	quente
r	radial
re	refluxo
ref	fluido refrigerante
refri	refrigeração
rep	repetibilidade
rev	reversível
sai	saída
sat	saturação
som	som
sup	superficial
t	total

tc	tubo de calor
tunel	túnel de vento
v	vapor
va	duto de vapor do tubo de calor
visc	viscoso

## *Letras Gregas*

$\pi$	Número pi [-]
$\alpha$	Coefficiente de transferência de calor [ $W/m^2\text{°C}$ ]
$\rho$	Massa específica [ $kg/m^3$ ]
$\beta$	Relação de contração [-]
$\Delta$	Diferença [-]
$\lambda$	Relação de pressão [-]
$\mu$	Viscosidade dinâmica [ $Ns/m^2$ ]
$\sigma$	Relação de área/Tensão superficial [N/m]
$\eta$	Eficiência [%]
$\varphi$	Porosidade [%]
$\gamma$	Relação dos calores específicos [-]
$\phi$	Umidade relativa [%]
$\tau$	Tensão de cisalhamento [Pa]

# Capítulo 1

## Introdução

### 1.1 Sistema de Refrigeração por Compressão Mecânica de Vapor

A refrigeração é definida por Gosney (1982) como a ciência do resfriamento de corpos e fluidos, num determinado ambiente e tempo. Durante toda a antiguidade a refrigeração foi explorada através da colheita de gelo natural oriundo de regiões frias, para serem estocados e aproveitados em dias quentes. Essa prática gerou um forte comércio entre países, abrindo caminho para rotas comerciais e fortes investimentos financeiros. Tal método perdurou até meados do século XX.

O uso de fluidos voláteis na refrigeração surgiu primeiramente através do desenvolvimento do experimento de *Willian Cullen*, que em 1755 obteve gelo a partir da evaporação do fluido éter. Em 1834, *Jacob Perkins* descreveu e construiu de forma rústica o primeiro equipamento de refrigeração, operando de forma cíclica e usando éter como fluido refrigerante. O trabalho de *Perkins* despertou pouco interesse até ser citado no *Journal of the Royal Society of Arts*, cinquenta anos depois.

O responsável por tornar o sistema de refrigeração por compressão mecânica um equipamento real foi o escocês *James Harrison*, que em 1856 obteve as patentes do equipamento. Em 1862, *Daniel Siebe* produziu o equipamento de *Harrison* e apresentou-o em uma exibição internacional na cidade de Londres. Ao longo dos anos a refrigeração teve grandes avanços tecnológicos, e atualmente possui ramos no meio industrial, doméstico, hospitalar, aeronáutico, entre outros.

Os principais meios usados hoje na produção de frio são: compressão de vapor, absorção de vapor, ciclo de ar, ejeção de vapor e termoelétricos. Entretanto, a grande

maioria das instalações de sistema de refrigeração doméstica ou industrial usa o princípio da compressão mecânica de vapor. A capacidade de remoção de calor de um equipamento de refrigeração é usualmente conhecida como capacidade de refrigeração.

Um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor é constituído de quatro componentes básicos: condensador, dispositivo de expansão, evaporador e compressor.

O evaporador tem como função promover a troca de calor entre o ambiente a ser refrigerado e o fluido refrigerante. O processo de transferência de calor no fluido refrigerante ocorre a uma determinada temperatura, através do processo de evaporação. A taxa de transferência de calor promovida pelo evaporador equivale, em grande parte das aplicações, à capacidade de refrigeração do sistema de refrigeração. Ao contrário do evaporador, o condensador promove a condensação do fluido refrigerante através da rejeição de calor do fluido refrigerante ao ambiente externo. O dispositivo de expansão tem como papel fundamental manter a diferença de pressão entre o evaporador e o condensador. Durante a passagem do fluido refrigerante pelo dispositivo de expansão, efeitos viscosos e de aceleração fazem com que parte do fluido vaporize. O estado de vapor que se forma absorve calor do fluido em estado líquido, reduzindo sua temperatura.

O compressor deve retirar vapor do evaporador e elevar a pressão e temperatura do mesmo antes de o entregar ao condensador. O compressor gera as pressões do fluido refrigerante encontradas no evaporador e no condensador. A Fig. 1.1 descreve, através de um desenho esquemático, o funcionamento de um ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor de simples estágio. O trabalho e as taxas de transferência de calor estão também definidos na figura.

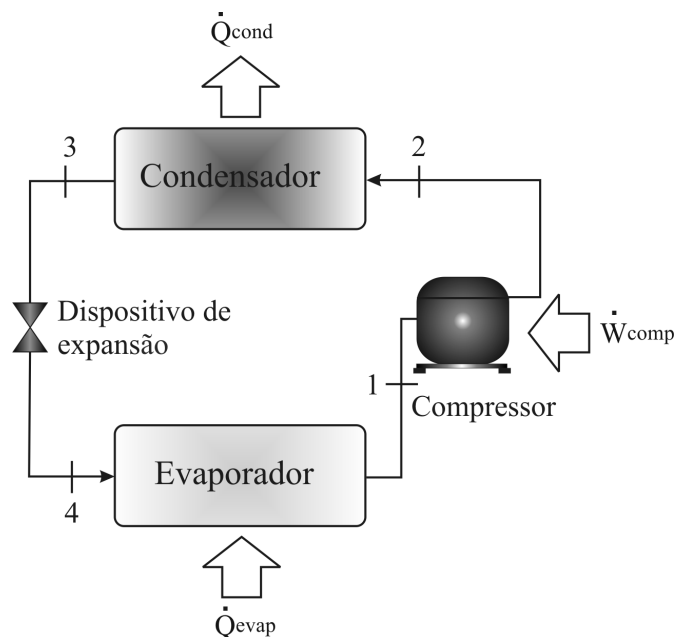


Figura 1.1: Desenho esquemático de um ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor de simples estágio.

## 1.2 Objetivos e contribuições

Diversos aparelhos eletrônicos, entre eles os computadores pessoais, possuem componentes eletrônicos como processadores e circuitos integrados. Ao longo dos anos, a crescente demanda por atividades com alta velocidade de processamento fez com que a indústria da computação produzisse processadores com um número cada vez maior de transistores. A Fig. 1.2 mostra como o número de transistores no interior dos processadores de computador têm aumentado ao longo dos anos.

Como os transistores possuem a característica de gerar calor, o aumento do número de transistores em processadores acarreta no aumento do calor dissipado. Portanto, devido ao avanço tecnológico referente à velocidade de processamento dos processadores, questões como aquecimento e, conseqüentemente, dissipação de calor, tendem a ter uma importância fundamental na manutenção da condição ideal de trabalho dos componentes eletrônicos. Para garantir um bom funcionamento e uma alta vida útil destes componentes, o controle térmico passa a assumir um papel fundamental no projeto destes aparelhos.

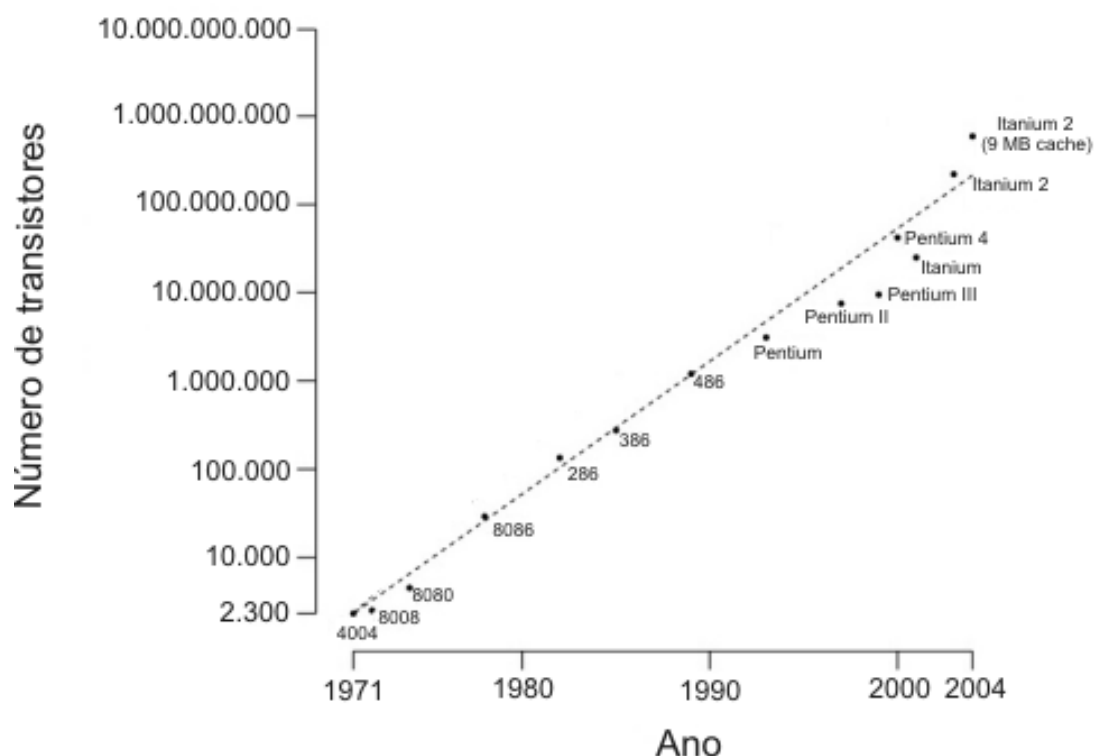


Figura 1.2: Gráfico da quantidade de transistores presentes em processadores de computador ao longo dos anos. Fonte: Wikipedia (2008).

A remoção do calor dos processadores, atualmente, se baseia em dispositivos passivos como, por exemplo: estruturas de aletas usualmente chamadas de sumidores de calor e tubos de calor. Um controle térmico ineficiente pode gerar uma grande limitação no

desempenho dos componentes, além de dificultar o aprimoramento dos equipamentos eletrônicos. Neste tipo de tarefa, os sistemas passivos de transferência de calor não são suficientes para a remoção do calor dissipado pelos componentes eletrônicos, como evidenciado nos estudos citados a seguir.

Ortega e Birle (2006) empregaram ferramentas numéricas e experimentais para a compreensão dos mecanismos de resfriamento dos componentes eletrônicos, por meio da convecção natural e forçada. Complementando, inúmeras formas de aletas foram aplicadas experimentalmente, de forma a minimizar tanto a resistência térmica entre a corrente de ar e o componente, como a potência de bombeamento do ar externo. Ao final do trabalho, chega-se a conclusão que novas opções de resfriamento devem ser exploradas, propondo um novo desafio à área da refrigeração.

Da mesma maneira, Phelan *et al.* (2002) citam diversos métodos de refrigeração aplicados ao resfriamento de componentes eletrônicos, explorando seus potenciais de utilização. É comentado que, para este fim, a refrigeração termoelétrica é o único método de refrigeração comercialmente disponível em larga escala. No entanto, este método possui baixas capacidade de refrigeração e eficiência.

Os trabalhos encontrados na literatura deixam clara a demanda por novos processos de transferência de calor em dispositivos eletrônicos que possuem alta geração de calor, mostrando a necessidade de se avançar as pesquisas na área de sistemas miniaturizados de refrigeração.

De todas as possíveis aplicações que envolvem um sistema de refrigeração miniaturizado, a refrigeração de componentes eletrônicos presentes em computadores pessoais portáteis surge como uma das aplicações mais promissoras. Entretanto, algumas características intrínsecas de um sistema de refrigeração geram problemas práticos. Por exemplo, o uso de um sistema de refrigeração como solução no resfriamento de componentes eletrônicos acarreta um peso adicional para o computador portátil, fazendo com que o equipamento tenha sua mobilidade reduzida. Adicionalmente, o ruído gerado pelo escoamento pulsante do fluido refrigerante ao longo do sistema, a baixa confiabilidade do compressor devido às altas rotações e a formação de condensado nas tubulações e nos trocadores de calor também são fatores de desvantagem no advento de um sistema de refrigeração miniaturizado.

Além do resfriamento de componentes eletrônicos, sistemas de refrigeração miniaturizados podem ter outras aplicações, como por exemplo: na área automobilística, espacial, da eletrônica de potência, entre outros. Os sistemas de refrigeração miniaturizados podem ainda ser aplicados na refrigeração doméstica, promovendo a refrigeração de diversos pequenos gabinetes ao invés de apenas um grande gabinete, como é encontrado hoje nos refrigeradores.

Buscando novos mercados, a empresa *Embraco* investiu, nos últimos anos, no desenvolvimento de um compressor para sistemas de refrigeração miniaturizados. Com o avanço do projeto, tornou-se necessário o desenvolvimento e a avaliação do desempenho dos trocadores de calor que farão parte deste sistema de refrigeração. Portanto, o presente trabalho se propõe a desenvolver trocadores de calor miniaturizados e gerar resultados sobre o desempenho termo-hidráulico dos mesmos. Para atender esse fim, uma bancada experimental foi construída e montada. O aparato experimental será responsável pela avaliação do desempenho dos evaporadores e dos condensadores, de modo separado.

Neste trabalho de mestrado, dois tipos de condensadores e um evaporador foram avaliados. No caso dos condensadores, foram utilizados três técnicas que promovem a intensificação da transferência de calor: aletas ventiladas, meios porosos metálicos e micro-canais. Estas e outras técnicas de intensificação da transferência de calor podem ser vistas com detalhe em Webb (1994).

O primeiro tipo de condensador avaliado fez o uso de aletas ventiladas, enquanto que o segundo tipo empregou meios porosos. Os dois tipos de condensadores possuem micro-canais internos, por onde é realizado o escoamento do fluido refrigerante. Foram feitos vários condensadores de cada tipo, com o objetivo de analisar a influência das características das aletas ventiladas e dos meios porosos no desempenho global dos trocadores de calor.

O evaporador estudado consiste em um trocador de calor cuja aplicação é ser inserido entre dois tubos de calor. Como ferramenta de projeto, foi implementado um modelo teórico que busca prever o comportamento térmico do acoplamento entre o evaporador do sistema de refrigeração miniaturizado e os tubos de calor. Em seguida, testes experimentais foram realizados e comparados com o modelo desenvolvido. Neste caso, o propósito do evaporador é aumentar a eficiência dos tubos de calor, que são dispositivos comumente usados no resfriamento dos microprocessadores.

É importante frisar que todos os trocadores tratados aqui serão aplicados em sistemas de refrigeração miniaturizados, e o fluido refrigerante utilizado, para todos os casos, foi o fluido isobutano (R-600a). A seguir, estão listados os principais objetivos do trabalho.

- Revisão dos trabalhos realizados sobre os mecanismos de intensificação da transferência de calor no contexto da presente aplicação;
- Construção de uma bancada experimental apta a avaliar o desempenho termo-hidráulico dos trocadores de calor miniaturizados;
- Determinar experimentalmente a viabilidade do uso do material alumínio em condensadores aletados com micro-canais;



- Avaliar experimentalmente a influência dos parâmetros geométricos das aletas ventiladas no desempenho dos condensadores aletados com micro-canais;
- Determinar experimentalmente a viabilidade do uso de meios porosos metálicos em condensadores porosos com micro-canais;
- Avaliar experimentalmente a influência dos parâmetros geométricos dos meios porosos no desempenho dos condensadores porosos com micro-canais;
- Conceber um evaporador que deve ser aplicado na retirada de calor dos tubos de calor presentes em computadores portáteis;
- Criar um modelo que preveja o comportamento térmico do evaporador acoplado a tubos de calor;
- Avaliar experimentalmente a influência de parâmetros térmicos no desempenho do evaporador acoplado a tubos de calor.

## 1.3 Organização do texto

Após esta introdução, segue o capítulo 2, onde será apresentada uma revisão bibliográfica apresentando os principais estudos desenvolvidos, até o momento, sobre sistemas de refrigeração miniaturizados. Em seguida, serão descritos vários trabalhos sobre dois métodos de intensificação da transferência de calor utilizados: meios porosos e micro-canais.

No terceiro capítulo será descrito particularidades do funcionamento dos condensadores aletados com micro-canais e dos condensadores com meios porosos. Nesse capítulo, as características das aletas e dos meios porosos que foram variadas serão mostradas detalhadamente. As equações que governam os parâmetros da análise experimental também serão expostas.

Em seguida, no capítulo 4, será mostrada a razão do uso de um sistema de refrigeração miniaturizado na retirada de calor dos tubos de calor. Após a descrição do acoplamento, o modelo teórico dos tubos de calor e do evaporador serão apresentados, juntamente com o código computacional elaborado. Os parâmetros da análise experimental do evaporador serão expostos no final desse capítulo.

O quinto capítulo trata da descrição da bancada experimental utilizada na análise dos trocadores de calor miniaturizados. Será descrito o funcionamento das partes da bancada experimental e dos instrumentos de medição e controle empregados. Na sequência, o sistema de aquisição de dados de todo o aparato experimental será detalhado.

No capítulo 5, os resultados referentes aos testes experimentais serão apresentados e discutidos, para todos os trocadores de calor estudados. Ainda, para o caso do evaporador, será apresentada a comparação feita entre o testes experimentais e o modelo teórico.

O sétimo capítulo descreverá todas as conclusões geradas neste estudo. Por fim, serão apresentadas diversas sugestões para trabalhos futuros.

# Capítulo 2

## Revisão Bibliográfica

Esta revisão bibliográfica engloba os diversos trabalhos que envolvem sistemas de refrigeração miniaturizados, assim como o estudo de dois mecanismos de melhoria na transferência de calor que têm adquirido um crescente interesse de vários pesquisadores nos últimos anos: o uso de meios porosos metálicos e de micro-canais.

### 2.1 Miniaturização de Sistemas de Refrigeração

Recentemente, diversos trabalhos têm sido desenvolvidos na elaboração de sistemas de refrigeração miniaturizados, principalmente para o resfriamento de dispositivos eletrônicos. No entanto, uma aplicação adicional é descrita por Shannon *et al.* (1999). Eles desenvolveram um sistema de refrigeração miniatura usualmente chamado de IMCC (*Integrated mesoscopic cooler circuit*), com o intuito de refrigerar vestimentas que devem ser utilizadas na área militar, espacial, química, entre outros. Este sistema de refrigeração consiste num cartão flexível com 2,5 mm de espessura, 100 mm<sup>2</sup> de área e 40 g de peso. Um desenho esquemático de uma vestimenta com diversos IMCC's é apresentado na Fig. 2.1.

Cada IMCC possui um compressor operando com refrigerante R-134a, um condensador flexível com micro-canais, um dispositivo de expansão, um circuito de controle com sensores de temperatura, uma camada termicamente isolante de alta-performance e um evaporador flexível com micro-canais. Este sistema possui uma capacidade de refrigeração de 3 W, enquanto opera na temperatura de evaporação de 20 °C e de condensação de 50 °C. Todo o trabalho realizado por Shannon *et al.* (1999) inclui o uso de ferramentas analíticas para o projeto do sistema de refrigeração e o estudo de novos métodos de fabricação de camadas de polímeros, usados na confecção de cada IMCC.

O mecanismo de compressão se dá através da atração e repulsão eletrostática entre um diafragma que realiza a compressão do fluido refrigerante e as camadas condutoras de tensão elétrica, onde o potencial de tensão é aplicado. Neste estudo, as correlações usadas para as grandes escalas de comprimento foram extrapoladas para que se pudesse prever a queda de pressão no condensador e no evaporador com micro-canais. A correlação de Friedel (1979) foi utilizada para este fim. O IMCC foi previsto para ter um COP entre 4-6.

Devido aos poucos estudos realizados em sistemas térmicos que possuem mudança de fase em micro-canais, os autores consideraram, para o cálculo do coeficiente de transferência de calor, um escoamento laminar monofásico e completamente desenvolvido. Estas considerações relativas à transferência de calor garantem uma estimativa conservativa do projeto dos trocadores de calor, ao buscar-se o pior cenário possível.

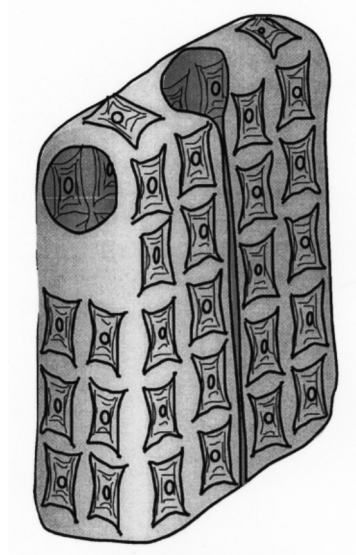


Figura 2.1: Desenho esquemático de uma vestimenta com diversos IMCCs (*Integrated mesoscopic cooler circuits*) anexados, descrito por Shannon *et al.* (1999).

Mongia *et al.* (2006) desenvolveram um trabalho pioneiro onde um sistema de refrigeração aplicado ao resfriamento de componentes presentes em computadores portáteis (*laptops*) foi criado. O sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor de pequena escala, operando com isobutano como fluido refrigerante, inclui um compressor, dois evaporadores em série com micro-canais, um condensador com micro-canais, e um dispositivo de expansão. Uma bancada experimental foi construída para a determinação do desempenho e da confiabilidade do sistema, conforme apresentado na Fig. 2.2.

Nesse trabalho foi utilizado um compressor alternativo miniaturizado concebido pela empresa *Embraco*. Num caso de operação típica, o compressor disponibiliza na sua entrada  $12,5 \text{ cm}^3/\text{s}$  de vazão volumétrica e uma relação entre as pressões de descarga

e sucção de 2,3. Os trocadores de calor possuem micro-canais em configuração paralela que intensificam a troca de calor do fluido refrigerante com o dissipador de calor, no caso dos evaporadores, e com o ar externo, no caso do condensador. Foi usado um tubo capilar de diâmetro  $0,4\text{ mm}$ , e a queda de pressão foi variada neste componente através do uso de diferentes comprimentos do tubo.

Os evaporadores com micro-canais possuem a função de refrigerar dois dispositivos que dissipam taxas de calor de até  $70\text{ W}$ , usualmente chamados de veículos de testes. Os veículos de testes forneceram uma carga térmica total de  $50\text{ W}$ . O segundo evaporador possui o papel de garantir que haja super-aquecimento do fluido refrigerante na entrada do compressor miniaturizado. O escoamento do ar ao longo do condensador é fornecido por um pequeno túnel de vento, possibilitando um bom controle e boas medições da vazão volumétrica e da temperatura.

Na busca de um funcionamento do ciclo, em bancada, mais próximo possível do funcionamento de um sistema real, as instrumentações foram limitadas à sensores de temperatura instalados externamente às tubulações e nos veículos de testes, e à dois transdutores de pressão, instalados antes e depois do tubo capilar.

Uma alta eficiência térmica do sistema foi obtida, com o  $\text{COP} > 2,25$  para temperaturas de evaporação e condensação de  $50\text{ }^{\circ}\text{C}$  e  $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ , respectivamente. Esta foi a primeira vez que se tem conhecimento de um sistema de refrigeração condizente com as limitações de um computador portátil, e que tenha demonstrado tais níveis de eficiência.

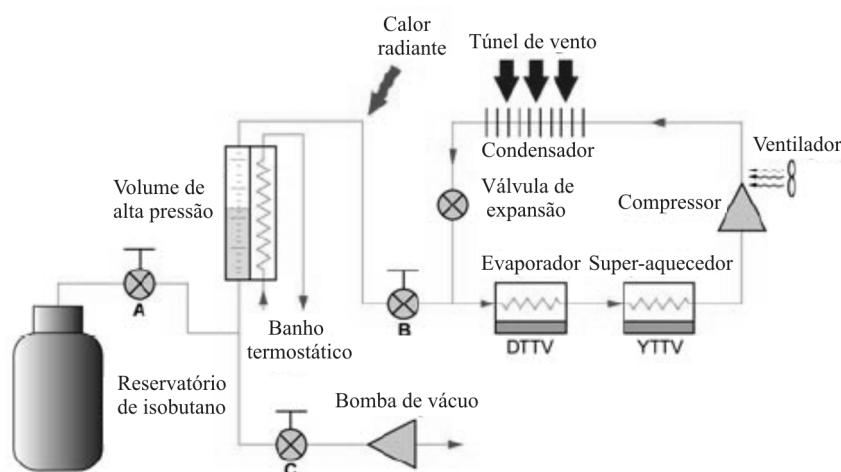


Figura 2.2: Desenho esquemático da bancada experimental elaborada por Mongia *et al.* (2006)

Nnanna (2006) realizou uma investigação experimental da resposta transiente de um sistema de refrigeração miniaturizado quando mudanças rápidas de carga térmica são impostas sobre o evaporador. Para esse estudo, o sistema de refrigeração miniaturizado foi projetado e construído especialmente para aplicações onde se busca o resfriamento de

componentes eletrônicos de computadores de última geração que dissipam altos fluxos de calor.

A bancada experimental elaborada por Nnanna (2006) consiste numa unidade condensadora, além de um evaporador, filtro, válvula de expansão e um acumulador. O dispositivo de expansão utilizado foi uma válvula de expansão termostática de equalização interna, TXV. R-134a foi o fluido de trabalho escolhido.

Baseada nas medições de pressão e temperatura do fluido refrigerante na entrada e saída do evaporador, respectivamente, a válvula TXV regula a vazão mássica e o título do fluido refrigerante para assegurar que o mesmo seja totalmente evaporado.

O evaporador construído para este trabalho é composto por uma placa de alumínio anexada à uma tubulação de cobre com 4 passes de tubo. O tamanho da placa e o número de passes de tubo foram selecionados conforme o aquecimento requerido pelo dissipador de calor e a capacidade de refrigeração do sistema miniaturizado.

O dissipador de calor, feito de alumínio com dimensões de  $152,4 \times 88,9 \times 19,1 \text{ mm}$ , possui internamente oito resistências elétricas cilíndricas com  $9,5 \text{ mm}$  de diâmetro. Esse dissipador de calor permite a variação do aquecimento (tanto uniforme como não-uniforme), através do controle do número de resistências elétricas utilizadas.

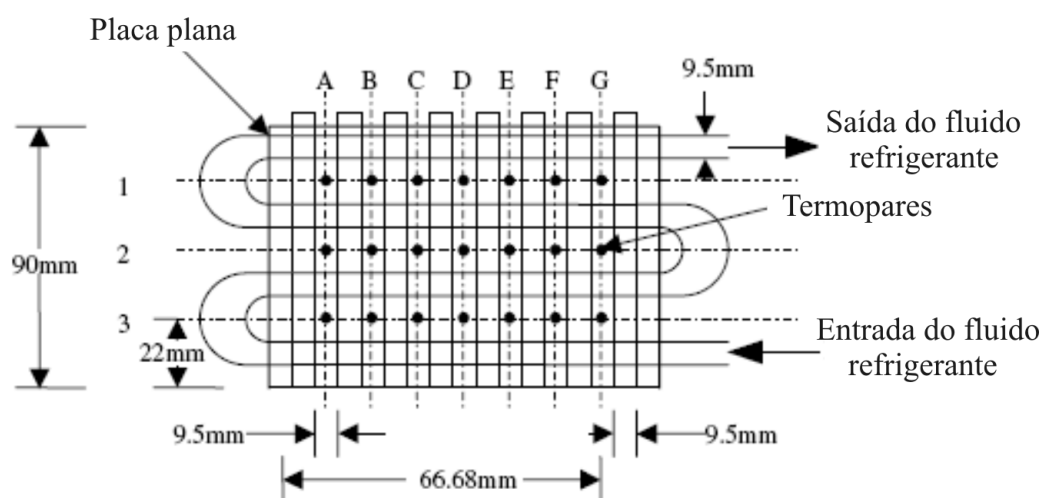


Figura 2.3: Desenho esquemático da localização dos termopares no dissipador de calor proposto por Nnanna (2006).

Dezessete termopares de cobre-constantan (tipo T) foram usados para monitorar a evolução temporal e espacial da temperatura na placa de alumínio e para a verificação da unidimensionalidade do fluxo de calor. Adicionalmente, outros 21 termopares foram instalados para a medição de temperatura no dissipador de calor, como ilustrado na Fig. 2.3. Dois transdutores de pressão foram utilizados na bancada experimental, um na entrada e outro na saída do evaporador.

Neste estudo concluiu-se que o sistema de refrigeração testado pode ser aplicado na refrigeração de dispositivos eletrônicos. Tal sistema manteve a temperatura superficial do dissipador de calor em um nível muito mais baixo do que os sistemas de resfriamento convencionais.

Foi evidenciado nos experimentos flutuações nas medições de temperatura durante o estágio inicial do processo de refrigeração. Isto se deve aos ajustes do escoamento do fluido refrigerante realizados pela válvula de expansão TXV para compensar a variação da carga térmica disponibilizada pelo dissipador de calor. Na refrigeração de componentes eletrônicos, esta oscilação na temperatura pode induzir uma queda de confiabilidade do componente, podendo levá-lo a uma falha estrutural.

Coggins *et al.* (2006) projetaram um sistema de refrigeração de duplo estágio em cascata para a aplicação de microprocessadores de alto desempenho, conforme ilustrado na Fig. 2.4. O sistema de refrigeração em questão utiliza o fluido R-508b no estágio onde se encontra o evaporador, e para o estágio que possui o condensador, o fluido R-404a. Ainda, no estágio do fluido R-404a, o tubo capilar foi colocado em contato com a linha de sucção, na entrada do compressor, para a evaporação do líquido remanescente na linha de sucção e sub-resfriamento do líquido condensado. Os compressores e todos os outros componentes foram selecionados de forma a minimizar o tamanho final do sistema de refrigeração. Os compressores, o condensador, o evaporador, o trocador de calor intermediário e os componentes restantes cabem numa caixa que possui  $320 \times 320 \times 540 \text{ mm}$ .

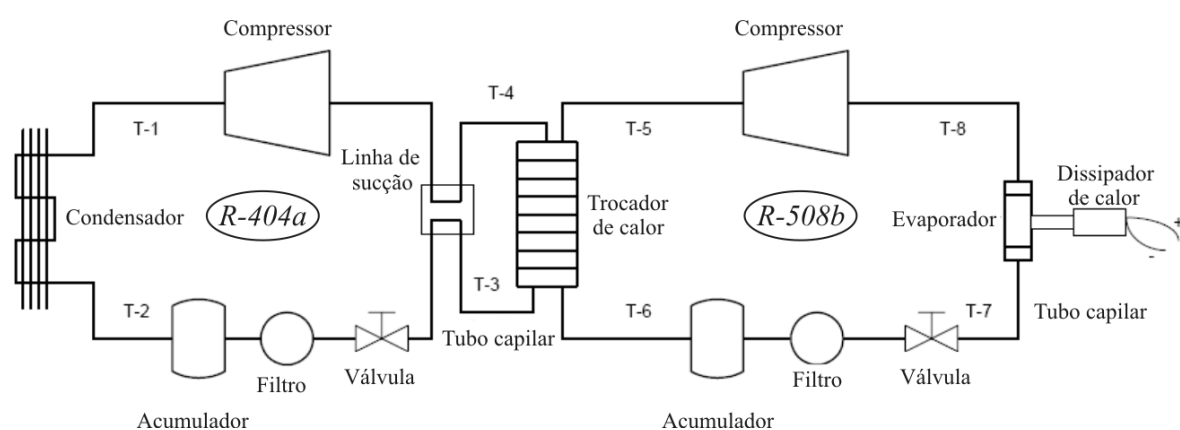


Figura 2.4: Desenho esquemático da bancada experimental elaborada por Coggins *et al.* (2006).

O evaporador, feito de cobre, possui internamente 13 micro-canais paralelos com o diâmetro hidráulico de  $600 \mu\text{m}$ . O dissipador de calor consiste num bloco de cobre que possui duas resistências elétricas capazes de dissipar  $100 \text{ W}$ , alimentadas por um transformador de tensão alternada variável.

A temperatura superficial do bloco é medida através de três termopares localizados a

1 *mm* da superfície. Três termopares adicionais foram instalados ao longo do dissipador de calor com a intenção de se obter o fluxo de calor através do gradiente de temperatura. Uma pasta térmica e um grampo foram utilizados para o auxílio da redução da resistência térmica entre o evaporador e o dissipador de calor.

Durante os testes iniciais do sistema de refrigeração, para uma dissipação de 34 *W* promovida pelas resistências elétricas, a temperatura superficial do dissipador de calor foi mantida em um valor médio de  $-2,8\text{ }^{\circ}\text{C}$ , para uma temperatura de evaporação de  $-76,6\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Os autores frisaram a necessidade de se utilizar compressores menores e mais potentes, para a elaboração de um sistema pequeno, confiável, e com baixos níveis de ruído.

Trutassanawin *et al.* (2006) também realizaram estudos experimentais e numéricos com sistemas de refrigeração miniaturizados. A bancada experimental, apresentada na Fig. 2.5, consiste em um compressor rotativo disponível comercialmente, um condensador com micro-canais, uma válvula de agulha manual como dispositivo de expansão, um evaporador com micro-canais e uma fonte de calor que simula o processador de um computador pessoal. R-134a foi o fluido refrigerante utilizado.

A fonte de calor consiste num cubo de cobre com 19 *mm* de lado, que possui internamente duas resistências elétricas do tipo cartucho. As resistências elétricas são controladas por um transformador variável, podendo fornecer até 400 *W* de potência.

O evaporador possui 41 micro-canais retangulares, cada um com dimensões de  $0,8 \times 2,3\text{ mm}$ , enquanto que o condensador possui 20 micro-canais com seção transversal de  $0,62 \times 0,33\text{ mm}$ . Para a avaliação da troca de calor no condensador, um túnel de vento foi construído em torno do trocador de calor.

Medições de desempenho do sistema de refrigeração foram conduzidas nas seguintes condições de operação: temperatura de evaporação de 10 a  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ , super-aquecimento do fluido refrigerante na entrada do compressor de 3 a  $8\text{ }^{\circ}\text{C}$ , temperatura de condensação de 40 a  $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ , sub-resfriamento do fluido refrigerante na saída do condensador de 3 a  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ . A temperatura ambiente do ar foi controlada para os valores de 25 , 27 e  $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Termopares e transdutores de pressão foram instalados na entrada e na saída do compressor, do condensador, da válvula de expansão e do evaporador para que fosse possível a determinação dos estados termodinâmicos do fluido refrigerante.

O cálculo da vazão volumétrica do ar no túnel de vento foi realizado através de um tubo de *pitot*. Ainda no túnel de vento, diversos termopares foram instalados antes e depois do condensador miniaturizado, e junto ao tubo de *pitot*.

Resultados experimentais mostraram que o COP do sistema ficou entre os valores de 2,8 e 4,7, para as relações de pressão de 1,9 até 3,2. A efetividade do condensador permaneceu na faixa de 52 a 77 %, enquanto que a resistência térmica de 32,61 e 41,85



$^{\circ}\text{C}/\text{W}$  foi alcançada no evaporador. A eficiência total do sistema de refrigeração ficou entre 33 % e 52 %.

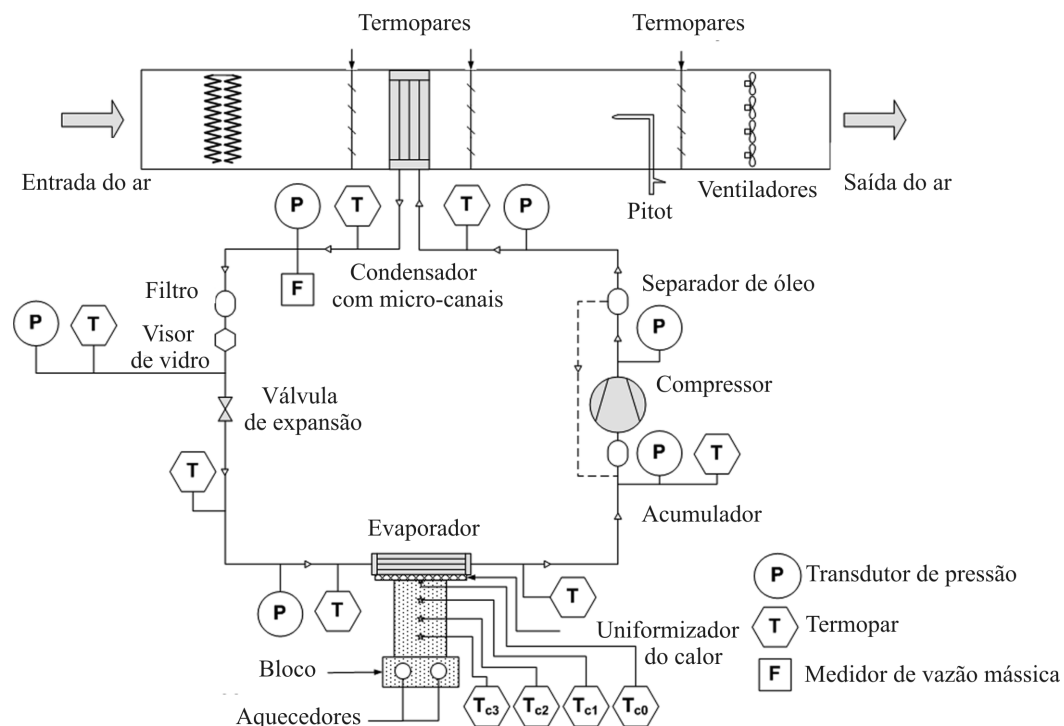


Figura 2.5: Desenho esquemático da bancada experimental elaborada por Trutassanawin *et al.* (2006).

Complementando o trabalho experimental realizado por Trutassanawin *et al.* (2006), Trutassanawin e Groll (2004) desenvolveram diversas análises numéricas de todo o sistema de refrigeração proposto. O modelo global pode ser dividido em quatro partes distintas: a parte do evaporador, do compressor, do condensador e do dispositivo de expansão. No modelo global, a queda de pressão no condensador e no evaporador foram desprezadas, assim como a perda de calor na tubulação que conecta os elementos do sistema de refrigeração.

O modelo inicia com a análise do compressor, utilizando três dados de entrada: pressão de sucção, pressão de descarga e temperatura de super-aquecimento na entrada. Os dados de saída do modelo do compressor são a vazão mássica do fluido refrigerante, o consumo de potência, e a temperatura de descarga do compressor.

No condensador, o método da condutância global foi empregado. A taxa total de calor rejeitada pelo condensador foi considerada como a soma da capacidade de refrigeração com o consumo do compressor, subtraindo as perdas de calor do compressor.

A pressão de saída do condensador e uma estimativa inicial da temperatura de saída do condensador correspondem aos dados de entrada do modelo do dispositivo de expansão. O processo de expansão é considerado isentálpico e a pressão de saída do dispositivo de

expansão é considerada igual a pressão na entrada do compressor. O título do fluido é o dado de saída do modelo do dispositivo de expansão.

O modelo do evaporador separa este dispositivo em diversos pequenos segmentos, onde o valor do título e a pressão (constante), são conhecidos em cada segmento. O estado termodinâmico na saída de cada segmento é calculado assumindo um fluxo de calor constante em todos os segmentos. Uma análise homogênea do escoamento bifásico é realizada até que o estado termodinâmico na saída de um segmento seja vapor saturado. Em seguida, a análise de escoamento monofásico é empregada. A análise prossegue através do evaporador até que o comprimento total de todos os segmentos seja igual ao comprimento do evaporador.

Os dados de saída do modelo do evaporador são os coeficientes de transferência de calor locais e médio do fluido refrigerante, assim como a temperatura de saída do evaporador. Na etapa seguinte, a temperatura de saída do condensador é determinada pelo modelo do condensador e comparada com a temperatura de entrada do dispositivo de expansão, que foi anteriormente arbitrada. Se os valores não forem iguais, então a temperatura na saída do condensador deve ser atualizada e os cálculos de todos os modelos devem ser refeitos até que a convergência seja alcançada. Após a convergência, o COP e todas as outras condições do ciclo são calculadas.

Os estudos descritos anteriormente mostram o estágio tecnológico em que os sistemas de refrigeração miniaturizados se encontram. Pode-se perceber nos trabalhos que a refrigeração de componentes eletrônicos que dissipam altos fluxos de calor tem obtido um destaque especial no referente à aplicação dos sistemas de refrigeração miniaturizados. No entanto, os estudos apresentaram discrepantes condições de operação nas bancadas experimentais, mostrando que ainda não há um consenso das melhores condições a serem aplicadas no sistema de refrigeração, nem sobre a escolha do fluido refrigerante.

## 2.2 Meios Porosos Metálicos

Haack *et al.* (2000) realizaram um estudo experimental que explora o potencial que os meios porosos metálicos possuem como dispositivos de transferência de calor multi-funcionais, geometricamente flexíveis, altamente efetivos e capazes de operar a altas temperaturas. Um meio poroso pode ser definido como uma estrutura que possui inúmeros pequenos espaços vazios, chamados de poros. Quanto maior a porosidade, maior é o volume do espaço vazio ocupado pela fase do fluido. Neste estudo é comentado que para certas configurações, como espaços confinados e altas temperaturas, meios porosos são um excelente meio de transferência de calor.

Na bancada experimental, ar foi usado como fluido de trabalho, sendo forçado a escoar por um canal que possui internamente um meio poroso de cobre. A seção transversal de dutos com meios porosos nos seus interiores é mostrada na Fig. 2.6. O escoamento do ar é estabelecido por um ventilador. O fluxo de calor constante foi imposto por um elemento de aquecimento que consiste de duas resistências elétricas.

Cinco termopares do tipo T foram inseridos no dissipador de calor, na direção do fluxo de calor. Foram instalados ainda mais dois termopares, posicionados na entrada e na saída da seção de testes. Tomadas de pressão foram alocadas na direção do escoamento para a medição da queda de pressão que o meio poroso proporciona. A medição da velocidade média do ar foi realizada com um tubo de *pitot*. As permeabilidades dos meios porosos foram obtidas através da redução dos dados experimentais, via equação de *Darcy* modificada.

Os experimentos com amostras de meios porosos metálicos achatados e brazados em uma placa de cobre mostraram uma crescente efetividade na remoção do calor em relação ao decréscimo do tamanho de poro, para as mesmas vazões volumétricas do ar. Ainda, foi evidenciado que a alta queda de pressão provocada pelo escoamento ao longo dos meios porosos com pequenos tamanhos de poro tornam mais atrativo o uso de materiais com maiores tamanhos de poro.



Figura 2.6: Exemplos de amostras de meios porosos metálicos usadas no trabalho de Haack *et al.* (2000).

Floyd *et al.* (2006) apresentaram uma investigação experimental de escoamentos em meios porosos de cobre. Nesse trabalho foi dada uma atenção especial sobre a interface meio poroso-sólido. Os efeitos decorrentes do procedimento de brazagem no desempenho do trocador de calor foram investigados e comparados com o desempenho de trocadores de calor com micro-canais disponíveis comercialmente.

Uma variedade de tamanhos de poro e porosidades foram testadas. As características termo-hidráulicas foram avaliadas num ciclo que usa água como fluido de trabalho. A bancada consiste apenas de um dissipador de calor com resistências elétricas, uma bomba que promove a circulação da água e um trocador de calor que, através do ar, refrigera a água que passa pela bomba.

Dois termopares do tipo K foram instalados na entrada e na saída das amostras dos meios porosos, enquanto quatro termopares foram alocados no bloco aquecedor para o cálculo da taxa de calor fornecida através do gradiente de temperatura ao longo do bloco. Para a determinação da vazão mássica do escoamento, o circuito de água é interrompido e o acúmulo de líquido em um reservatório é cronometrado e pesado em uma balança. O desenho esquemático da bancada experimental é apresentado na Fig. 2.7.

Resultados do trabalho mostraram que o melhor processo de brazagem encontrado foi com a liga Ag-Cu (prata-cobre) com 8% de cobre. Nas avaliações da porosidade e do tamanho de poro, verificou-se que a porosidade apresenta uma maior contribuição na temperatura da superfície do dissipador de calor e na vazão mássica de água. Ainda, foi visto que a melhor configuração de meio poroso estudado compete favoravelmente com o melhor trocador de calor com micro-canais testado.

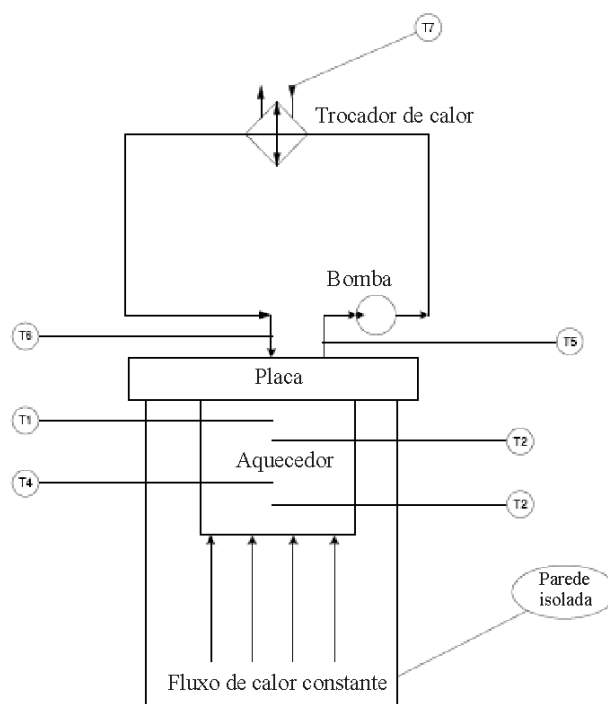


Figura 2.7: Desenho esquemático da bancada experimental desenvolvida por Floyd *et al.* (2006).

Boomsma *et al.* (2003) elaboraram uma bancada experimental onde foi avaliado o desempenho térmico de trocadores de calor com meios porosos de material alumínio. As amostras foram introduzidas em um arranjo de convecção forçada que trabalha com água e comparadas com um trocador de calor convencional.

Um aquecedor com resistências elétricas do tipo cartucho foi anexado aos trocadores de calor, conforme ilustrado na Fig. 2.8. Diversos termopares na superfície do aquecedor foram instaladas, completando a seção de testes da bancada experimental montada.

Ainda, fazem parte da bancada experimental uma válvula reguladora de pressão, um rotâmetro e um banho termostático. Termopares do tipo E e transdutores de pressão foram instalados antes e depois da seção de testes.

Todas as amostras possuíam diferentes tamanhos de poro e porosidades. Foram avaliados, além da taxa de calor e queda de pressão, os números adimensionais de *Reynolds* ( $Re$ ) e de *Nusselt* ( $Nu$ ), como base de comparação entre as diferentes amostras. As equações utilizadas na análise de todos os meios porosos, incluindo o fator de atrito  $f$  e o fator  $j$  de *Colburn*, foram também utilizadas no presente trabalho, conforme será visto no capítulo a seguir.

Foi evidenciado que os trocadores de calor com meios porosos de alumínio geraram valores de resistências térmicas duas a três vezes menores que o melhor trocador de calor comercial testado, quando a mesma potência de bombeamento era fornecida.

Todos os estudos referentes aos meios porosos metálicos mostram que o uso de estruturas metálicas possibilita um acréscimo na taxa de transferência de calor, se comparados com as geometrias utilizadas usualmente em trocadores de calor. Entretanto, a alta queda de pressão proporcionada por essas estruturas faz com que sejam necessárias avaliações rigorosas para os casos onde esta técnica for aplicada. Os trabalhos anteriormente citados mostram que há uma expectativa grande dos meios porosos metálicos serem uma solução para a transferência de calor em processos industriais e tecnológicos.

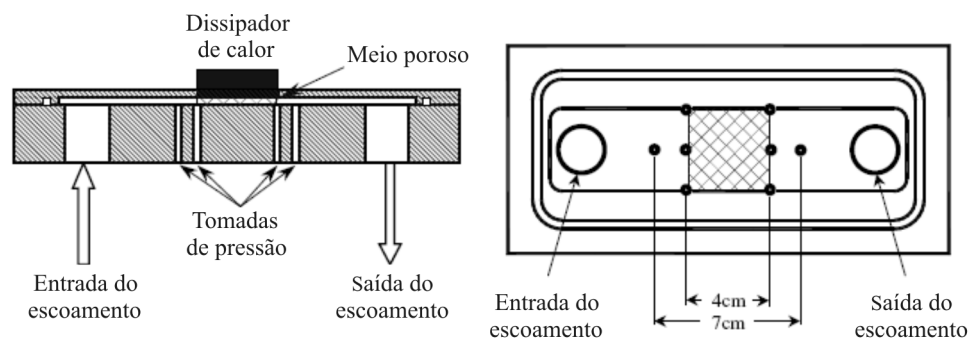


Figura 2.8: Desenho descritivo da seção de testes da bancada experimental desenvolvida por Boomsma *et al.* (2003).

## 2.3 Processos de Mudança de Fase em Micro-canais

Dong e Yang (2008) projetaram e fabricaram um aparato experimental para o estudo da condensação em micro-canais. Investigações da condensação do fluido refrigerante R-141b foram conduzidas em micro-canais retangulares de silício, com

diâmetros hidráulicos de  $111,3 \mu m$ ,  $92,3 \mu m$  e  $66,7 \mu m$ , com o fluxo de massa variando de 50 a  $500 kg/m^2 s$ .

Os micro-canais foram inseridos nos trocadores de calor que utilizaram água deionizada para a troca de calor. Micro-sensores térmicos foram integrados às superfícies dos micro-canais para a medição de temperatura. Foram feitos 50 micro-canais em configuração paralela, instalados na seção de testes.

Na bancada experimental de ilustrada na Fig. 2.9, o fluido R-141b é bombeado de um reservatório até o gerador de vapor. Neste equipamento, vapor saturado é gerado por aquecimento elétrico e então levado aos micro-canais. O processo de condensação ocorre devido à remoção de calor realizada por dois trocadores de calor anexados à seção de teste. Após a condensação, o fluido é então refrigerado, antes de chegar ao medidor de vazão mássica e ao reservatório.

Dados experimentais mostraram que o coeficiente de transferência de calor no interior dos micro-canais depende fortemente do fluxo de calor na parede dos micro-canais, quando o fluxo de massa é mantido constante. Maiores fluxos de calor levaram a maiores coeficientes de transferência de calor.

Também foi visto que o número de *Nusselt* no processo de condensação em micro-canais depende tanto do fluxo de massa quanto do fluxo de calor, mas depende menos do diâmetro hidráulico dos micro-canais. Um aumento do fluxo de massa ou um aumento do fluxo de calor na condensação resultam valores do número de *Nusselt* mais altos.

Os resultados mostraram ainda que a queda de pressão nos micro-canais pode ser afetada pelo fluxo de massa, pelo fluxo de calor e pelo diâmetro hidráulico. Um maior fluxo de massa ou fluxo de calor levam a uma maior queda de pressão, e a queda de pressão aumenta à medida que o diâmetro hidráulico dos micro-canais diminui.

Hu e Chao (2007) conduziram experimentos com uma bancada experimental similar a citada no trabalho de Dong e Yang (2008). Foram realizados estudos relativos ao padrão do escoamento em condensadores com micro-canais de silício, usando água como fluido de trabalho. Com o escoamento borbulhado, foram estudados o coeficiente de transferência de calor e a queda de pressão em micro-condensadores para diferentes diâmetros dos canais e fluxos de calor.

O micro-condensador consiste em 30 micro-canais em configuração paralela. Cada micro-canal possui uma seção transversal trapezoidal, com diâmetros hidráulicos na faixa de  $73\text{--}237 \mu m$ . O intervalo entre dois micro-canais foi de  $500 \mu m$ , e suas paredes laterais foram inclinadas em  $54,7^\circ$ . A Fig. 2.10 ilustra esquematicamente, a seção transversal dos micro-canais.

Foram observados cinco padrões de escoamento nos micro-condensadores. O

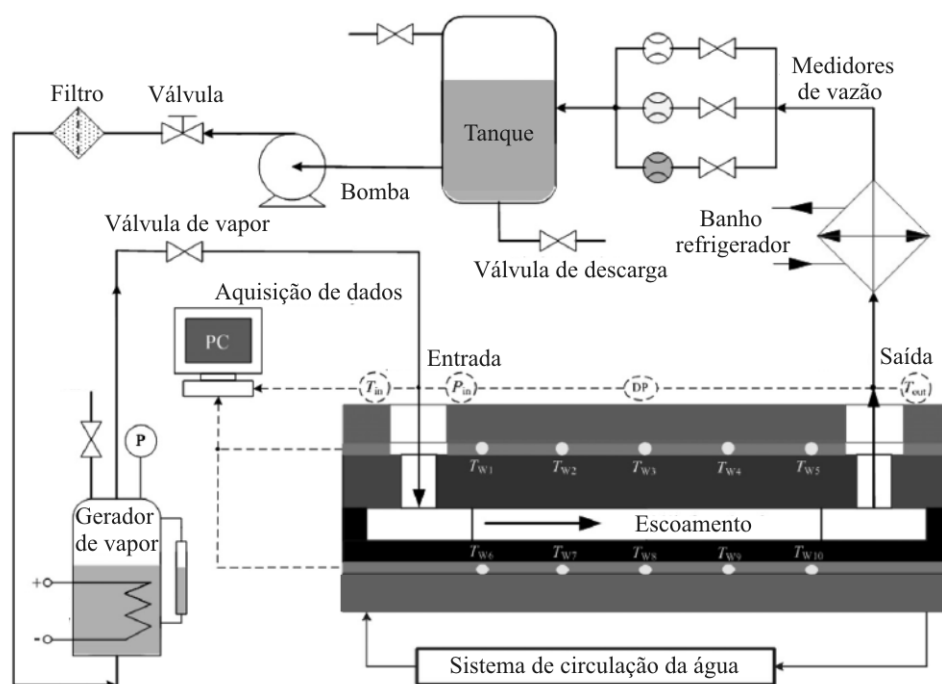


Figura 2.9: Desenho esquemático da bancada experimental desenvolvida por Dong e Yang (2008).

escoamento borbulhado foi identificado como o padrão de escoamento dominante no micro-condensador, sendo o padrão de maior relevância na transferência de calor e na queda de pressão.

No regime com escoamento borbulhado, foram medidos e analisados o coeficiente de transferência de calor e a queda de pressão nos micro-condensadores, para canais com diferentes diâmetros hidráulicos. Para os menores diâmetros, o coeficiente de transferência de calor apresentou-se mais alto, para o mesmo número de *Reynolds*, assim como a queda de pressão também foi mais alta.

Neste estudo também concluiu-se que os sistemas com micro-canais, comparados com macro-canais, apresentam maiores coeficientes de transferência de calor e menores fatores de fricção, o que é favorável para o desenvolvimento de sistemas de refrigeração miniaturizados.

Hetsroni *et al.* (2002) realizaram diversas investigações sobre trocadores de calor com micro-canais que promovem o processo de ebulição a baixas temperaturas, mantendo as variações de temperatura do equipamento reduzidas em todas as direções, ou seja, condição de temperatura constante. Medições sistemáticas de temperatura, pressão, radiometria infra-vermelha e imagem de vídeo digital de alta velocidade foram realizadas.

O trocador de calor de silício possui 21 micro-canais triangulares em paralelo, com o diâmetro hidráulico de  $250 \mu m$ , conforme mostrado na Fig. 2.11. A espessura total do trocador de calor é de  $530 \mu m$ . O fluxo de calor imposto nos testes experimentais variou

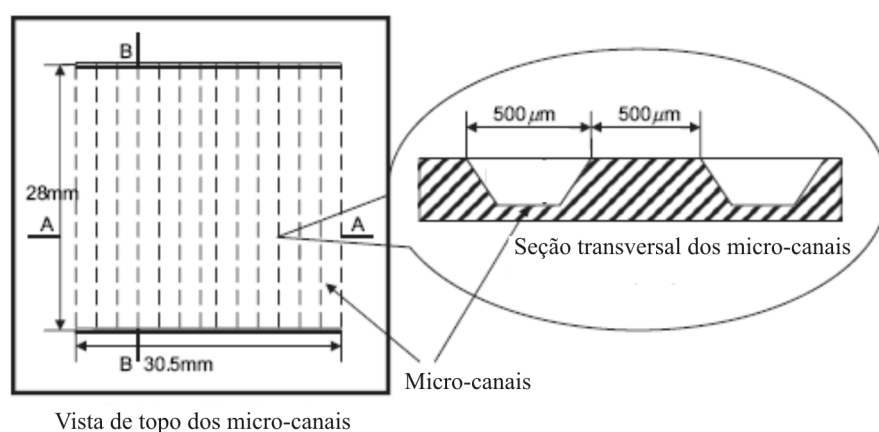


Figura 2.10: Desenho descritivo dos micro-canais dos condensadores estudados por Hu e Chao (2007).

de 30 a 50  $W/cm^2$ , e o fluxo de massa ficou na faixa de 148 – 290  $kg/m^2s$ .

*Vertrel XF*, fornecido pela *DuPont*, foi o fluido dielétrico utilizado. Este fluido refrigerante é um dihidrodecafluoropentano,  $C_5H_2F_{10}$ , não é inflamável e possui estabilidade química e térmica.

Dos resultados experimentais, observou-se uma forte dependência do coeficiente de transferência de calor com o fluxo de calor. O aumento do fluxo de massa levou ao aumento do coeficiente de transferência de calor. Para o mesmo fluxo de massa, o coeficiente de transferência de calor decresce quando o fluxo de calor aumenta. Este comportamento é diferente dos comportamentos observados na ebulição de tubos e canais com largos diâmetros.

Uma comparação da não-uniformidade da temperatura na superfície aquecida, para o fluido *Vertrel XF* e água, foi conduzida. No resfriamento realizado com o auxílio do fluido *Vertrel XF*, a máxima diferença de temperatura na superfície não excedeu 4-5 °C, enquanto que para o resfriamento com água a diferença ficou em torno de 20 °C, considerando a mesma vazão volumétrica.

Bertsch *et al.* (2008) conduziram diversos experimentos para a avaliação do coeficiente de transferência de calor em diferentes condições de operação para o fluido refrigerante R-134a. Uma aparato experimental foi construído para a medição do coeficiente de transferência de calor e para obtenção de um melhor entendimento dos fenômenos físicos.

Dois evaporadores de cobre foram considerados nesse estudo. Em ambos foram aplicados micro-canais retangulares em configuração paralela com diâmetros hidráulicos de 1089  $\mu m$  e 544  $\mu m$ , com uma razão de aspecto de 2,5 para cada micro-canal. Os testes foram conduzidos nas temperaturas de saturação de 9 até 29 °C, fluxos de massa de 20 a 300  $kg/m^2s$  e fluxo de calor nas paredes acima de 20  $W/cm^2$ .



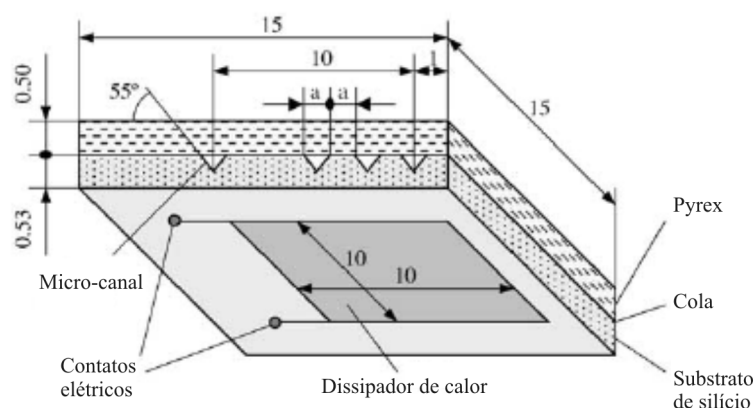


Figura 2.11: Desenho descritivo do módulo de teste do trabalho realizado por Hetsroni *et al.* (2002).

Através dos dados experimentais, observou-se que o coeficiente local de transferência de calor apresenta um valor máximo para títulos de 20% e decresce significativamente com o aumento do título termodinâmico. Foi visto também que os coeficientes de transferência de calor aumentam fortemente com o aumento do fluxo de calor fornecido aos micro-canais, e que a influência da temperatura de saturação pode ser negligenciada, na faixa de temperatura investigada.

Ainda, a influência do fluxo de massa no coeficiente de transferência de calor foi relativamente pequena, revelando uma dominância da ebulição nucleada sobre a ebulição convectiva. O aumento do fluxo de massa provocou um ligeiro aumento do coeficiente de transferência de calor.

Qu e Mudawar (2003) realizaram um estudo experimental onde as instabilidades hidrodinâmicas do escoamento bifásico e a predição da queda de pressão em micro-canais foram exploradas. O evaporador em questão possui 21 micro-canais retangulares e paralelos, com o diâmetro hidráulico de  $349 \mu m$ .

Para que a visualização do escoamento fosse possível, foi fabricada uma placa plana transparente feita de policarbonato. Esta placa foi pressionada acima dos micro-canais por parafusos, para que uma boa vedação fosse alcançada. As condições de operação para este trabalho foram as seguintes: temperatura de entrada nos micro-canais igual a  $30^\circ C$  e  $60^\circ C$ , fluxo de massa entre  $134,9$ - $400,1 \text{ kg/m}^2 s$  e pressão de saída dos micro-canais igual a  $117 \text{ kPa}$ . Água foi utilizada como fluido de trabalho.

Neste estudo foram reportados dois tipos de instabilidade: oscilação na queda de pressão e instabilidade dos canais paralelos. A oscilação na queda de pressão produz escoamentos com oscilações periódicas de alta amplitude no campo de pressão que são resultado da interação entre o vapor gerado nos micro-canais e o volume compressível a montante dos micro-canais. A instabilidade dos canais paralelos, em contra-partida,

faz com que a interface entre o escoamento monofásico e bifásico oscile ao longo dos micro-canais. Tal instabilidade é resultado da oscilação da massa específica em cada canal e da interação entre eles. Representação esquemática destas oscilações são apresentadas nas Figs. 2.12 e 2.13.

Tais instabilidades afetam tanto a pressão de entrada como a pressão de saída do módulo de testes, podendo introduzir consideráveis incertezas na medição da queda de pressão. Para evitar o efeito da oscilação na queda de pressão, foi realizado uma restrição ao escoamento através do uso de uma válvula a montante dos micro-canais. Todos os testes ficaram suscetíveis à instabilidade dos canais paralelos, mas livres da oscilação na queda de pressão. Qu e Mudawar (2003) recomendam que futuros pesquisadores adotem a técnica de restrição nos estudos que envolvam escoamentos bifásicos em micro-canais.

Os dados experimentais mostraram que a queda de pressão tem um apreciável aumento no início do processo de ebulição nos micro-canais. Para altos e moderados fluxos de calor, o escoamento oscila entre o padrão pistonado e o anular a montante da seção de testes, enquanto que a jusante da seção de testes o padrão de escoamento é predominantemente anular.

Seis modelos largamente usados na predição da queda de pressão em macro-canais foram examinados. As correlações baseadas em escoamentos turbulentos superestimaram os dados por uma ampla margem, e os modelos que incorporam a combinação da fase líquida laminar com a fase vapor laminar resultaram numa melhor concordância com os dados levantados.

A descrição de todos estes estudos torna-se importante pelo fato de permitir uma revisão do que foi realizado sobre processos de mudança de fase em micro-canais. Além disso, vem auxiliar no esclarecimento da contribuição desse assunto no projeto de trocadores de calor miniaturizados. Apenas recentes estudos referentes à transferência de calor em micro-canais foram encontrados, e tendências conflitantes têm sido reportadas pelos autores. Entre estes estudos, destaca-se o trabalho realizado por Thome (2006), que investiga a ebulição de diferentes fluidos com fluxo de calor de  $10^6 \text{ W/m}^2$ . No presente trabalho, serão utilizados fluxos de calor moderados de, no máximo,  $75000 \text{ W/m}^2$ .

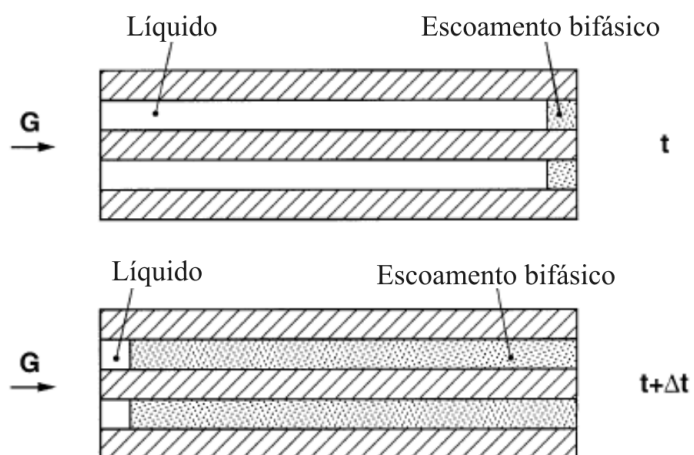


Figura 2.12: Desenho descritivo da oscilação da queda de pressão nos micro-canais evidenciada por Qu e Mudawar (2003).

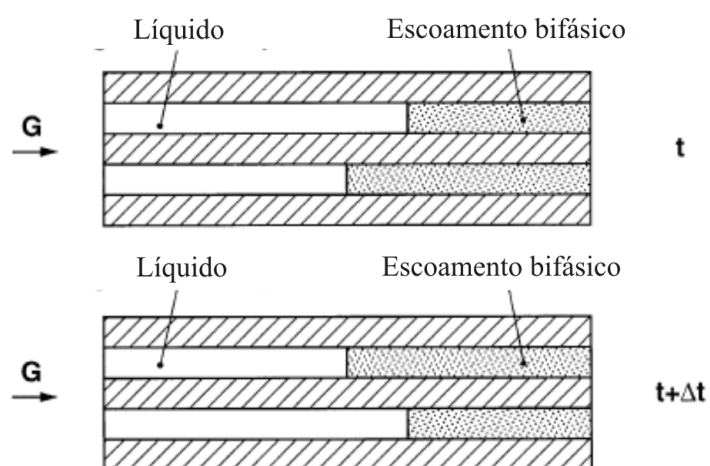


Figura 2.13: Desenho descritivo da instabilidade dos canais paralelos evidenciada por Qu e Mudawar (2003).

## Capítulo 3

# Condensadores Miniaturizados

Neste capítulo serão apresentados em detalhe o funcionamento e as características dos condensadores envolvidos no trabalho. Também serão descritos todos os critérios de análise utilizados na avaliação de desempenho destes trocadores de calor.

Tais condensadores possuem mecanismos próprios de transferência de calor que estão de acordo com os requisitos da aplicação do sistema de refrigeração. Em todos os protótipos testados, a troca de calor deu-se através dos fluidos ar e R-600a.

Serão descritas ainda as técnicas de intensificação da transferência de calor que foram utilizadas nos condensadores miniaturizados. Pretende-se avaliar, além da viabilidade de uso, o efeito que a variação dos parâmetros geométricos destas técnicas acarreta no desempenho dos protótipos.

### 3.1 Condensadores aletados com micro-canais

#### 3.1.1 Descrição

Para se obter dispositivos mais leves, buscou-se a utilização do alumínio na fabricação dos condensadores aletados. Comparando o material alumínio com o cobre, nota-se que o primeiro possui uma densidade quase um terço a do segundo, enquanto que o cobre possui uma condutividade térmica aproximadamente 1,7 maior que a do alumínio. Portanto, o uso do material alumínio na confecção dos trocadores de calor diminui consideravelmente o peso final do sistema de refrigeração miniaturizado.

Devido ao fato dos trocadores de calor miniaturizados possuírem menor área de troca de calor disponível, torna-se necessário o uso de técnicas de intensificação da transferência

de calor destes equipamentos. Logo, com essa intenção, foram aplicadas aletas ventiladas, como exemplificado na Fig. 3.1, e construídos micro-canais em todos os condensadores miniaturizados feitos de alumínio.

Este formato especial das superfícies estendidas promovem o aumento da área superficial de troca de calor e o aumento do coeficiente de transferência de calor por convecção presente no ar. A superfície de uma aleta ventilada possibilita a melhora da transferência de calor através da formação e da destruição, repetidamente, das camadas limites do escoamento do ar ao longo dos condensadores. Além disso, a intensificação da troca de calor permite uma substancial redução do tamanho dos condensadores, sendo algo desejado na concepção dos trocadores de calor miniaturizados.

Portanto, a convecção forçada é a forma dominante de transferência de calor realizada pelo ar na retirada de energia térmica dos condensadores.



Figura 3.1: Exemplo do formato de uma aleta ventilada; vista em corte.

As aletas ventiladas foram fixadas sobre duas placas planas, onde, internamente, foram feitos micro-canais através dos quais ocorre a condensação do fluido refrigerante. Todas as aletas foram fixadas nas placas planas através do processo de brazagem. O formato final dos condensadores, indicando o sentido dos escoamentos de ar e refrigerante, pode ser visto na Fig. 3.2.

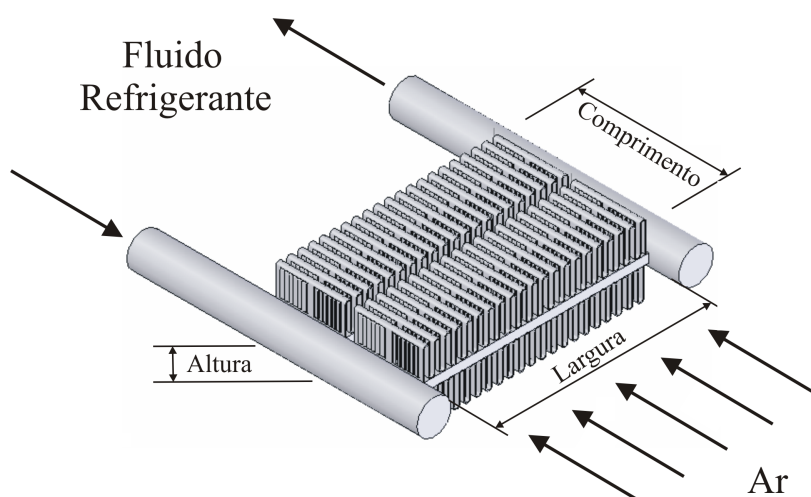


Figura 3.2: Desenho esquemático do condensador de alumínio com aletas ventiladas.

As características geométricas das aletas ventiladas são os fatores que diferenciam cada condensador feito de alumínio. Neste trabalho, três diferentes características das aletas foram exploradas nos condensadores: altura, comprimento e o número dos conjuntos de

aletas. As Figs. 3.3, 3.4 e 3.5 mostram detalhadamente a forma como tais características foram variadas.

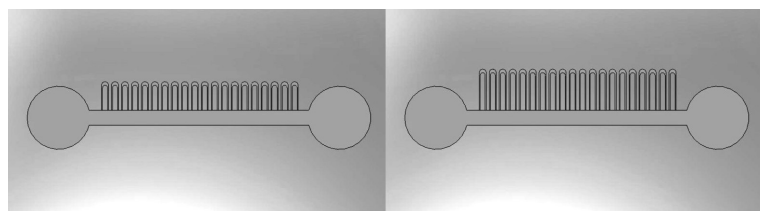


Figura 3.3: Condensadores com aletas de diferentes alturas.

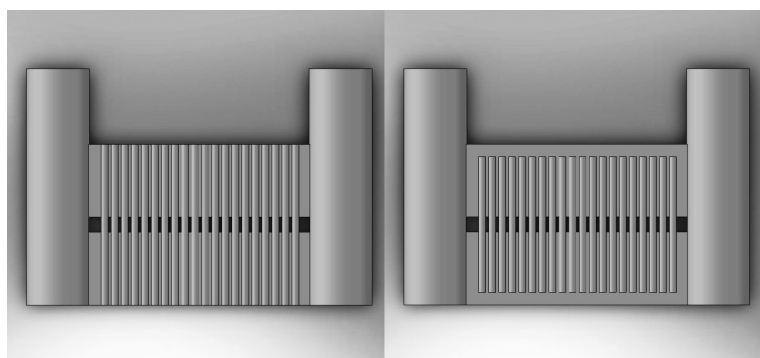


Figura 3.4: Condensadores com aletas de diferentes comprimentos.

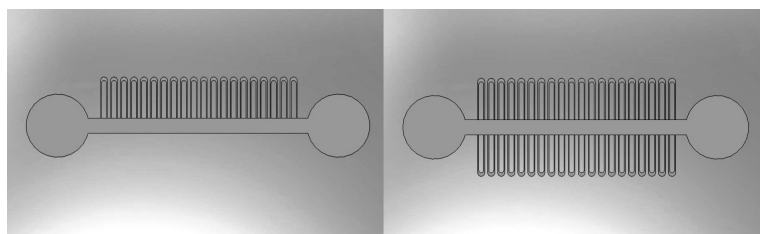


Figura 3.5: Condensadores com número de conjunto de aletas diferentes.

Ao todo, foram fabricados seis diferentes condensadores. As características geométricas das aletas para cada condensador são apresentadas na Tabela 3.1. As placas planas possuem a espessura de  $2\text{ mm}$ , e a largura de todos os conjuntos de aletas é de  $50\text{ mm}$ . Todas os conjuntos apresentam aletas com  $0,1\text{ mm}$  de espessura e com um espaçamento de  $1,28\text{ mm}$ , resultando em 40 aletas para cada conjunto.

O uso de micro-canais em trocadores de calor permite com que se obtenha altos coeficientes de transferência de calor e sistemas compactos com uma grande área de troca de calor por unidade de volume, conforme citado por Thome (1990). A relação entre o coeficiente de transferência de calor  $\alpha$  com o diâmetro hidráulico dos canais  $D_{h,c}$  pode ser obtida através das definições dos números de *Reynolds* e de *Nusselt*. Para escoamentos incompressíveis e internos, pode-se escrever:

Tabela 3.1: Características geométricas das aletas ventiladas para cada tipo de condensador.

Condensador	Altura [mm]	Comprimento [mm]	Número de conjuntos [-]
A	5	32	2
B	7,5	32	2
C	7,5	32	1
D	5	32	1
E	7,5	27	1
F	5	27	2

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\mu\pi D_{h,c}} \quad (3.1)$$

Ainda, para o escoamento monofásico e turbulento, o número de *Nusselt* pode ser tratado da seguinte forma:

$$Nu \equiv \frac{\alpha D_{h,c}}{k} = f(Re, Pr) \quad (3.2)$$

E para o escoamento monofásico, laminar e plenamente desenvolvido, tem-se:

$$Nu \equiv \frac{\alpha D_h}{k} = constante \quad (3.3)$$

Conforme pode-se verificar das eqs. 3.1, 3.2 e 3.3, canais com pequenos diâmetros hidráulicos permitem o alcance de altos valores do número de *Reynolds*. Em escoamentos turbulentos, o aumento do número de *Reynolds* acarreta no aumento do número de *Nusselt*, e conseqüentemente, no aumento do coeficiente de transferência de calor  $\alpha$ , apesar do diâmetro hidráulico fazer parte da definição do número de *Nusselt*.

Para escoamentos laminares, o número de *Nusselt* é uma constante que depende do formato da seção do canal. Nesse caso, a diminuição do diâmetro hidráulico de um canal também resultará diretamente no aumento do coeficiente de transferência de calor.

As desvantagens presentes no uso dos micro-canais são a necessidade de uma boa filtragem do fluido de trabalho, para que não ocorra obstrução dos canais, e a elevada queda de pressão do fluido refrigerante ao longo dos trocadores de calor.

Na presente investigação todos os micro-canais foram fabricados pelo processo de extrusão e possuem uma seção retangular de  $0,8 \times 0,95 \text{ mm}$ , havendo cinco micro-canais em cada placa plana. Como os condensadores possuem duas placas planas, têm-se no total 10 micro-canais, para todos os condensadores descritos aqui. A Fig. 3.6 abaixo descreve a disposição dos micro-canais dentro das placas planas dos condensadores.

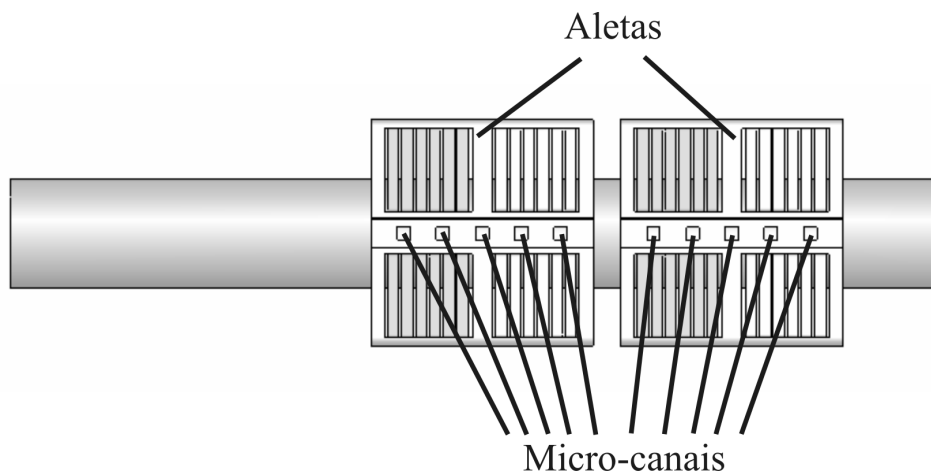


Figura 3.6: Vista em corte do condensador que possui aletas ventiladas, com os micro-canais a mostra.

Ainda, é importante frisar que existem critérios de diferenciação entre canais com diferentes diâmetros hidráulicos. Recentes classificações sugerem que canais com diâmetros hidráulicos na faixa de  $0,2 \text{ mm} < D_h < 3 \text{ mm}$  devem ser denominados de mini-canais, enquanto que os chamados micro-canais variam entre  $10 \text{ }\mu\text{m} < D_h < 200 \text{ }\mu\text{m}$ . No entanto, para a indústria da refrigeração, micro-canais são aqueles com  $0,2 \text{ mm} < D_h < 3 \text{ mm}$ .

Neste trabalho, deseja-se verificar se o uso de aletas ventiladas e de micro-canais proporcionarão uma grande taxa de troca de calor, compensando o tipo de material usado e a pequena área superficial de troca de calor. Paralelamente, pretende-se conhecer a influência que os parâmetros geométricos das aletas ventiladas exercerão no desempenho térmico e hidráulico dos condensadores.

### 3.1.2 Parâmetros da Análise Experimental

Serão apresentados nesta seção todas as variáveis e equações utilizadas na análise de dados experimentais dos condensadores de alumínio. Tais condensadores foram avaliados em duas temperaturas de condensação:  $45 \text{ }^\circ\text{C}$  e  $90 \text{ }^\circ\text{C}$ . Para a temperatura de condensação de  $45 \text{ }^\circ\text{C}$ , foram explorados as vazões mássicas do fluido refrigerante de  $0,40 \text{ kg/h}$  e  $0,47 \text{ kg/h}$ , com a temperatura de entrada do ar nos condensadores mantidas em  $25 \text{ }^\circ\text{C}$ . Nos testes realizados com a temperatura de condensação de  $90 \text{ }^\circ\text{C}$ , apenas a vazão mássica do fluido refrigerante de  $1,05 \text{ kg/h}$  foi considerada, com a temperatura de entrada do ar nos protótipos mantida em  $50 \text{ }^\circ\text{C}$ . Para todos os testes, a temperatura do fluido refrigerante na entrada do condensador foi controlada para que fosse estabelecido um super-aquecimento de  $2 \text{ }^\circ\text{C}$ , ou seja,  $47 \text{ }^\circ\text{C}$  e  $92 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Todas as condições apresentadas estão de acordo com as aplicações usuais associadas



aos sistemas de refrigeração miniaturizados. Tendo isso em mente, três valores de vazão volumétrica do ar foram estabelecidos:  $1,4 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ ,  $2,3 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$  e  $3,3 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ .

O balanço de energia do lado do ar fornece a equação para o cálculo da taxa de troca de calor no condensador,

$$\dot{Q}_{ar} = \rho_{ar,ent} \dot{V}_{ar} c_{p,ar} (T_{ar,sai} - T_{ar,ent}) \quad (3.4)$$

onde  $\rho_{ar,ent}$  é a massa específica do ar na entrada dos condensadores,  $\dot{V}_{ar}$  é vazão volumétrica do ar, enquanto  $T_{ar,sai}$  e  $T_{ar,ent}$  são as temperaturas de saída e entrada do ar, respectivamente. Da mesma forma, o balanço de energia no condensador para o fluido refrigerante é escrito como,

$$\dot{Q}_{ref} = \dot{m}_{ref} (h_{ref,ent} - h_{ref,sai}) \quad (3.5)$$

onde  $\dot{m}_{ref}$  é a vazão mássica, enquanto  $h_{ref,ent}$  e  $h_{ref,sai}$  são as entalpias do fluido refrigerante na entrada e saída, respectivamente.

O cálculo da vazão volumétrica do ar é feito através da queda de pressão em bocais convergentes, presentes no interior de um túnel de vento que faz parte do aparato experimental montado neste trabalho. O procedimento de cálculo, descrito pela norma ASHRAE 51 (1999), deve ser resolvido iterativamente. A diferença de pressão  $\Delta P_b$  deve ser medida utilizando a unidade do sistema internacional ( $Pa$ ), enquanto que a vazão volumétrica do ar é calculada com base na unidade  $\text{m}^3/\text{h}$ . As equações utilizadas neste procedimento iterativo são mostradas a seguir.

$$\dot{V}_{ar} = 3600 C_d A_b Y_b \sqrt{\frac{2 \Delta P_b}{\rho_{b,ent} (1 - \beta_b^4)}} \quad (3.6)$$

onde  $C_d$  é o coeficiente de descarga,  $A_b$  é a soma da área dos bocais (em  $\text{m}^2$ ),  $Y_b$  é o coeficiente de expansão dos bocais,  $\rho_{b,ent}$  é a massa específica do ar na entrada dos bocais (em  $\text{kg}/\text{m}^3$ ), e  $\beta_b$  é a relação de contração do túnel de vento em relação aos bocais. Os termos  $\beta_b$ ,  $C_d$  e  $Y_b$  são obtidos através das seguintes equações,

$$\beta_b = D_{eq}/D_{tunel} \quad (3.7)$$

$$C_d = 0,009986 - \frac{7,006}{\sqrt{Re_{ar}}} + \frac{134,6}{Re_{ar}} \quad (3.8)$$

$$Y_b = 1 - [(0,548 + 0,71\beta_b^4)(1 - \lambda_b)] \quad (3.9)$$

onde  $D_{eq}$  é o diâmetro equivalente dos bocais e  $D_{tunel}$  é o diâmetro hidráulico do túnel de vento. As próximas equações, usadas para a determinação dos termos  $D_{eq}$ ,  $\lambda_b$  e  $Re_{ar}$ , completam o ciclo iterativo do cálculo da vazão volumétrica do ar, onde  $\mu_{b,ent}$  é a viscosidade do ar, em  $N.s/m^2$ .

$$D_{eq} = \sqrt{\frac{4A_b}{\pi}} \quad (3.10)$$

$$\lambda_b = \frac{P_{atm}}{P_{atm} + \Delta P_b} \quad (3.11)$$

$$Re_{ar} = \frac{1097}{60\mu_{b,ent}} C_d D_{eq} Y_b \sqrt{\rho_{b,ent} \Delta P_b} \quad (3.12)$$

Para a análise dos trocadores de calor, foi determinado o coeficiente global de transferência de calor, definido em função da resistência térmica total à transferência de calor entre o ar e o fluido refrigerante, conforme eqs. 3.13 a 3.16. A formulação do coeficiente global de transferência de calor está apresentado em detalhes no apêndice A.

$$UA_{cond} = \dot{Q}_{ar} / \Delta T_{ml} \quad (3.13)$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (3.14)$$

$$\Delta T_1 = T_{sai,ref} - T_{ent,ar} \quad (3.15)$$

$$\Delta T_2 = T_{ent,ref} - T_{sai,ar} \quad (3.16)$$

onde  $A_{cond}$  é a área total da superfície do condensador exposta ao ar, considerando aletas corrugadas planas, conforme sugerido por Shah e Sekulic (2003).

Para o cálculo do coeficiente global de transferência de calor, apenas a taxa de calor obtida pelo lado do ar foi considerada devido a impossibilidade de se determinar o estado termodinâmico do fluido refrigerante saturado na saída dos condensadores. Entretanto, a comparação entre a taxa de troca de calor de ambos os fluidos foi efetuada sempre que possível, quando o fluido refrigerante se apresentava no estado líquido sub-resfriado.

Para a análise do condensadores, foram utilizados os parâmetros adimensionais difundidos na literatura e nos estudos dos trocadores de calor. Portanto, a avaliação da perda de carga é representada pelo fator de fricção  $f$ , enquanto que a transferência de calor é expressa através do fator  $j$  de *Colburn*.

O cálculo do fator de fricção é efetuado através da equação proposta por Shah e Sekulic (2003).

$$\Delta P_{cond} = \frac{G_{ar}^2}{2\rho_{ar,ent}} \left[ 1 - \sigma^2 + K_c + 2 \left( \frac{\rho_{ar,ent}}{\rho_{ar,sai}} - 1 \right) + f \frac{L_{cond}}{r_{h,cond}} \frac{\rho_{ar,ent}}{\rho_{ar,m}} - (1 - \sigma^2 - K_e) \frac{\rho_{ar,ent}}{\rho_{ar,sai}} \right] \quad (3.17)$$

$$\sigma = A_{ar}/A_{face} \quad (3.18)$$

$$G_{ar} = \rho_{ar,ent} \dot{V}_{ar}/A_{ar} \quad (3.19)$$

onde  $G_{ar}$  é o fluxo de massa do ar e  $\sigma$  é a relação entre a área de face para a passagem do ar  $A_{ar}$  e a área de face total do condensador  $A_{face}$ .  $L_{cond}$  é o comprimento do condensador,  $r_h$  é o raio hidráulico da passagem do ar no condensador, e  $K_c$  e  $K_e$  são, respectivamente, os coeficientes de perda de carga localizadas devido às súbitas contrações e expansões que ocorrem antes e depois do condensador na seção de testes da bancada experimental. A dedução da eq. 3.17 está descrita no apêndice B.

Como a área da seção reta do túnel de vento é muito maior do que a área de face dos condensadores ( $A_{tunel} \gg A_{face}$ ), pode-se dizer que os coeficiente  $K_c$  e  $K_e$  possuem respectivamente os valores 0, 5 e 1, conforme citado por Fox e McDonald (2001) e mostrado na Fig. 3.7. Portanto, a eq. 3.17 usada na obtenção do fator de fricção pode ser escrita da seguinte maneira:

$$\Delta P_{cond} = \frac{G_{ar}^2}{2\rho_{ar,ent}} \left[ 1,5 - \sigma^2 + 2 \left( \frac{\rho_{ar,ent}}{\rho_{ar,sai}} - 1 \right) + f \frac{L_{cond}}{r_{h,cond}} \frac{\rho_{ar,ent}}{\rho_{ar,m}} - \sigma^2 \frac{\rho_{ar,ent}}{\rho_{ar,sai}} \right] \quad (3.20)$$

O fator  $j$  de Colburn (1933) pode ser representado pelo produto dos números de *Stanton* e *Prandtl*, mostrados nas equações seguintes,

$$j = St_{ar} Pr_{ar}^{(2/3)} \quad (3.21)$$

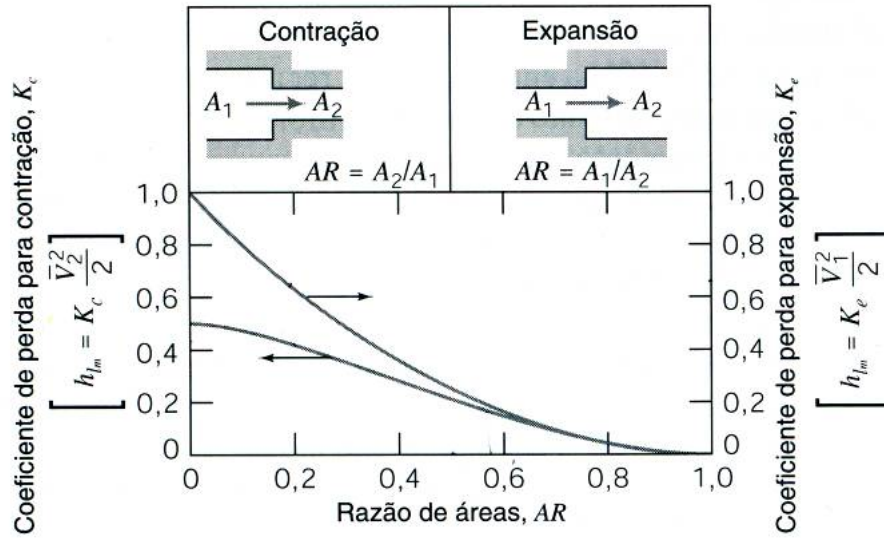


Figura 3.7: Variação dos coeficientes de perda de carga localizadas devido à contrações e expansões em relação à razão de áreas. Fonte: Fox e McDonald (2001).

$$St_{ar} = \frac{\alpha_{ar}}{G_{ar} c_{p,ar}} \quad (3.22)$$

onde  $\alpha_{ar}$  é o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o condensador e o ar. O coeficiente de transferência de calor  $\alpha_{ar}$  foi obtido através da associação de resistências térmicas expressa por,

$$\frac{1}{UA_{cond}} = \frac{1}{\eta_{cond} \alpha_{ar} A_{ar,cond}} + R_{par,cond} + \frac{1}{\alpha_{ref} A_{ref,cond}} \quad (3.23)$$

Na equação anterior,  $A_{ar,cond}$  é a área total de troca de calor com o ar, enquanto que  $A_{ref,cond}$  é a área onde ocorre a troca de calor nos micro-canais. O termo  $\eta_{cond}$  representa a eficiência global das aletas e a resistência térmica  $R_{par,cond}$  representa a resistência térmica de condução através das placas planas onde os micro-canais foram inseridos.

Na estimativa da eficiência global das aletas  $\eta_{cond}$ , foi implementada a rotina de cálculo apresentada por Kreith (1977), para aletas planas de perfil retangular. Como a distância nominal entre a superfície das placa planas e os micro-canais é de apenas  $525 \mu m$ , optou-se por desprezar a resistência  $R_{par,cond}$ . O coeficiente de transferência de calor do fluido refrigerante  $\alpha_{ref}$  foi calculado através da correlação de Akers *et al.* (1959). A resistência térmica de contato entre as aletas e as placas planas foi desconsiderada devido ao fato das partes terem sido unidas pelo processo de brazagem.

A correlação de Akers *et al.* (1959) define uma vazão de fase líquida equivalente que fornece o mesmo coeficiente de transferência de calor que a condensação de um escoamento

anular. Esta vazão de fase líquida é expressa como uma vazão mássica equivalente, usada na definição do número de *Reynolds* equivalente  $Re_{eq}$ . O número de *Reynolds* equivalente  $Re_{eq}$ , juntamente com o número de *Prandtl* da fase líquida  $Pr_l$ , são usados para a obtenção do número de *Nusselt* conforme a seguinte equação,

$$Nu_{ref,cond} = \frac{\alpha_{ref} D_{h,mc}}{k_l} = 0,026 Re_{eq,cond}^{0,8} Pr_l^{1/3} \quad (3.24)$$

$$Re_{eq,cond} = \frac{\dot{m}_{mc} D_{h,mc} [(1-x) + x(\rho_l/\rho_v)^{1/2}]}{\mu_l} \quad (3.25)$$

onde  $k_l$ ,  $\rho_l$  e  $\mu_l$  são respectivamente a condutividade térmica, a massa específica e a viscosidade da fase líquida.  $D_{h,mc}$  representa o diâmetro hidráulico dos micro-canais e o termo  $\dot{m}_{mc}$  se refere à vazão mássica do fluido refrigerante em cada canal do condensador. O título do escoamento bifásico é expresso pelo termo  $x$ , enquanto que a massa específica da fase vapor é expressa pelo termo  $\rho_v$ . O índice "cond" se refere ao condensador.

Considerando a mesma faixa de fluxo de massa deste trabalho, Moser *et al.* (1998) citaram que o modelo de fluxo de massa equivalente descrito anteriormente tem constantemente subestimado o coeficiente de transferência de calor em micro-canais, quando comparado com diversos trabalhos experimentais. Isto ocorre porque este modelo assume, erroneamente, que o fator de fricção do filme de líquido e do núcleo de vapor do escoamento anular são iguais e constantes.

Shin e Kim (2005) realizaram um estudo onde é investigado experimentalmente o coeficiente de transferência de calor do processo de condensação em canais retangulares e circulares com  $0,5 \text{ mm} < D_h < 1 \text{ mm}$ , com fluxos de massa entre  $100 \text{ kg/m}^2\text{s} < \dot{m} < 600 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , a  $40 \text{ }^\circ\text{C}$ . Os resultados do trabalho de Shin e Kim (2005) mostraram que a correlação de Akers *et al.* (1959) subestima ligeiramente os dados experimentais, para baixos fluxos de massa.

O número de *Reynolds* do lado do ar foi estabelecido, como indicado por Kays e London (1984), da seguinte maneira:

$$Re = \frac{G_{ar} D_h}{\mu_m} \quad (3.26)$$

$$D_h = \frac{4L_{cond}A_{ar,ent}}{A_{ar,cond}} \quad (3.27)$$

Completando, a potência que um ventilador deve fornecer para que se garanta o escoamento do ar, a uma determinada vazão, é chamada de potência de bombeamento. A

potência de bombeamento, em conjunto com o coeficiente global de transferência de calor, permite que se estabeleça uma comparação entre o desempenho térmico do condensador e o consumo associado ao escoamento de ar. Desse modo, a potência de bombeamento é expressa através da equação a seguir.

$$\dot{W} = \dot{V}_{ar} \Delta P_{cond} \quad (3.28)$$

## 3.2 Condensadores Porosos com Micro-canais

### 3.2.1 Descrição

Como já foi dito, trocadores de calor miniaturizados possuem uma pequena área de troca de calor que deve ser compensada através de diversos mecanismos de intensificação da transferência de calor. Aletas ventiladas e o escoamento do fluido refrigerante em micro-canais, por exemplo, foram duas das soluções já descritas.

Buscando novas e melhores soluções para o aumento da taxa de transferência de calor, fez-se o uso de meios porosos metálicos, em substituição às aletas. Um meio poroso estruturado pode ser definido como um material que possui uma estrutura sólida com interstícios de vazios conectados entre si. Estes materiais, usualmente chamados de espumas metálicas, têm sido extensivamente estudados em aplicações tecnológicas onde se buscam sistemas térmicos leves e compactos.

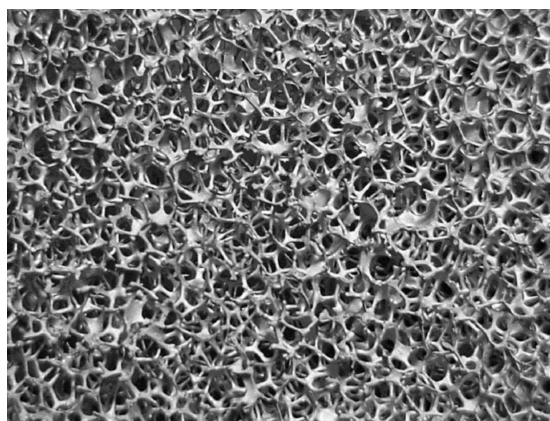


Figura 3.8: Exemplo de um meio poroso metálico. Fonte: Porvair Selle (2008).

Segundo Nield e Bejan (1992), estas estruturas possuem algumas das qualidades desejadas num trocador de calor, entre elas: grande área de interface sólido-fluido, boa condutividade térmica da fase sólida e um caminho tortuoso do escoamento, que promove grande difusividade da quantidade de movimento e da energia. Entretanto, meios porosos

promovem uma elevada queda de pressão do escoamento devido à alta resistência à passagem do ar, aumentando, conseqüentemente, a potência de bombeamento.

Conforme mostrado na Fig. 3.9, o ar escoava através dos meios porosos, extraindo o calor do fluido refrigerante que condensa dentro de micro-canais. No presente estudo, foram utilizadas amostras de meios porosos com as mesmas dimensões de comprimento, altura e largura ( $35 \times 7 \times 48 \text{ mm}$ , respectivamente).

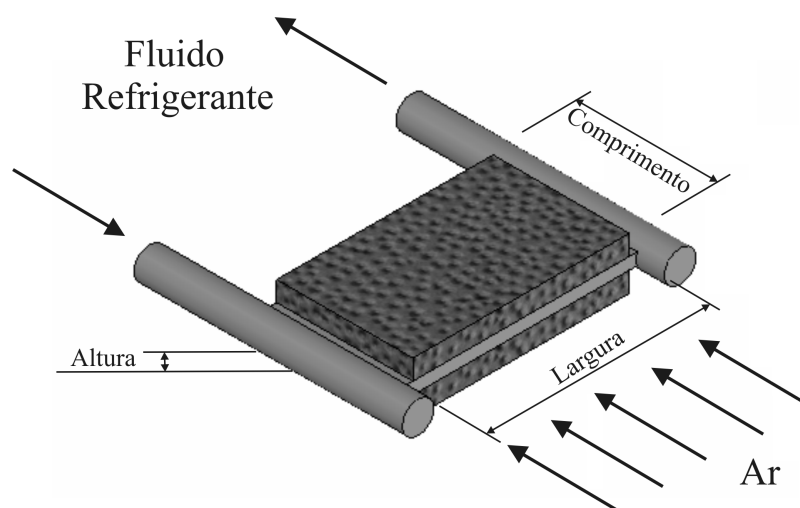


Figura 3.9: Desenho esquemático do condensador com um meio poroso metálico.

No total, foram fabricados três condensadores que operam com espuma metálica. Entre as amostras, duas características foram variadas: o número de poros e a porosidade das estruturas.

O número de poros pode ser caracterizado pela unidade PPI (*pore per inch*), ou seja, a quantidade de poros presente em cada polegada da estrutura, enquanto que a porosidade  $\varphi$  é definida como a fração total de volume do meio poroso que é ocupada pelo ar. As características dos meios porosos de cada condensador estão descritas na tabela 3.2 a seguir.

Tabela 3.2: Características geométricas dos meios porosos para cada tipo de condensador utilizado no presente trabalho.

Condensador	Número de poros [PPI]	Porosidade [%]
A	20	89,27
B	10	89,30
C	10	94,70

Além dos três condensadores com meios porosos, foi fabricado ainda um condensador com aletas, a fim de comparar diretamente o desempenho de um trocador de calor aletado com os outros que possuem estruturas porosas metálicas. O condensador aletado foi fabricado de forma a apresentar as mesmas dimensões de comprimento, altura e largura

dos condensadores com meios porosos metálicos. As aletas desse condensador possuem  $0,5\text{ mm}$  de espessura, com o espaçamento de aproximadamente  $0,8\text{ mm}$ , resultando em 60 aletas para cada conjunto.

Todos os condensadores foram fabricados usando cobre como material. De maneira similar aos condensadores feitos de alumínio, os meios porosos e as aletas foram brazados em placas planas com  $3\text{ mm}$  de espessura, que possuem internamente 17 micro-canais circulares de  $1,5\text{ mm}$  de diâmetro. Os meios porosos metálicos e os conjuntos de aletas foram brazados nos dois lados da placa onde se encontram os micro-canais, resultando em uma mesma área de face frontal para todos os condensadores. A disposição dos micro-canais circulares nos condensadores pode ser visto na Fig. 3.10.

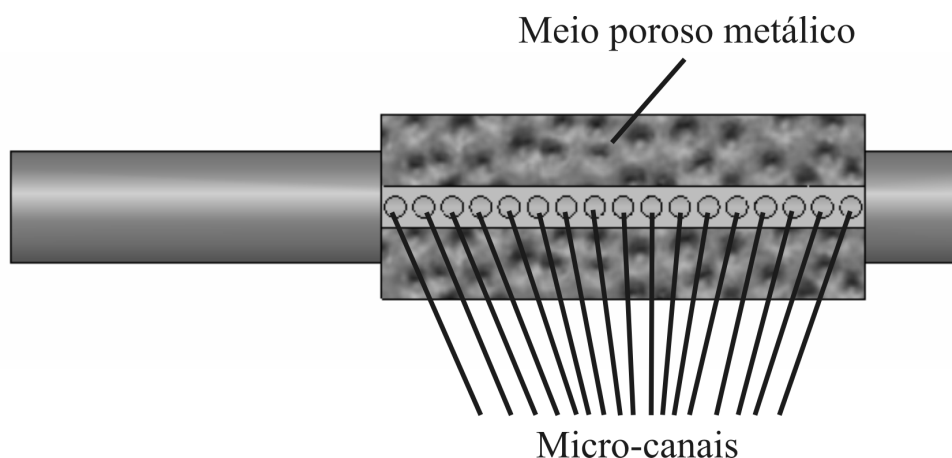


Figura 3.10: Vista em corte do condensador que possui um meio poroso metálico, com os micro-canais à mostra.

A brazagem dos meios porosos nas placas planas foi realizada através do uso de uma pasta de solda da marca *Loctite*. Esta pasta consiste de uma liga de Sn-Ag-Cu (estanho-prata-cobre) e é utilizada largamente na soldagem de componentes e circuitos eletrônicos. A montagem dos condensadores foi realizada em um forno especial que possui uma alta temperatura ambiente, garantindo que a pasta de solda se funda, possibilitando uma boa molhabilidade e aderência do material estanho entre as partes dos protótipos. Através de uma inspeção visual, verificou-se que o estanho ficou bem distribuído na área de contato entre os meios porosos e as placas, evitando uma resistência térmica de contato elevada.

Meios porosos têm sido fabricados com o auxílio de diversas técnicas como sinterização metálica, deposição metálica através de evaporação, eletrodeposição e decomposição química de vapor. Os meios porosos usados neste trabalho foram fabricados através do processo de sinterização pelo fabricante *Porvair Selee*.

Neste caso, partículas metálicas ficam suspensas em componentes inorgânicos aglutinantes, para serem despejados posteriormente em um molde de espuma feita de



material poliuretano. Após isso, a espuma impregnada é levada a um forno, onde o poliuretano evapora durante o tratamento térmico. Em seguida, as partículas metálicas realizam a sinterização entre si, formando o meio poroso metálico.

### 3.2.2 Parâmetros da Análise Experimental

Assim como os testes dos condensadores fabricados com o material alumínio, os testes dos condensadores com meios porosos foram realizados nas temperaturas de condensação de 45 °C e 90 °C, nas mesmas condições citadas anteriormente (temperaturas de entrada do ar e do fluido refrigerante, vazões mássicas do fluido refrigerante e vazões volumétricas do ar).

Para a análise dos meios porosos presentes nos protótipos, é conveniente que o coeficiente conhecido como permeabilidade ( $K$ ) seja calculado. Tal coeficiente possui a unidade de  $m^2$  e pode ser obtido através da lei de *Darcy*. *Henry Darcy* investigou diversos escoamentos em regime permanente num meio poroso uniforme, revelando uma proporcionalidade entre a vazão do escoamento e a diferença de pressão aplicada. A lei de *Darcy* deve ser escrita da seguinte forma:

$$v_{ar} = -\frac{K}{\mu} \frac{dP}{dx} \quad (3.29)$$

$$v_{ar} = \dot{V}_{ar}/A_{mp} \quad (3.30)$$

onde  $dP/dx$  é o gradiente de pressão na direção do escoamento,  $\mu$  é a viscosidade dinâmica do ar e  $A_{mp}$  é a área de seção reta dos meios porosos. Para o presente estudo, a lei de *Darcy* foi reduzida a

$$v_{ar} = -\frac{K}{\mu_m} \frac{\Delta P_{cond}}{L_{cond}} \quad (3.31)$$

Alguns dos parâmetros apresentados para os condensadores aletados de alumínio podem ser diretamente aplicados na análise dos condensadores que possuem espuma metálica. A eq. 3.6, referente ao cálculo da vazão volumétrica do ar permanece a mesma, assim como o cálculo da taxa de troca de calor (eq. 3.4), o coeficiente global de transferência de calor (eq. 3.13) e a potência de bombeamento aplicada sobre os condensadores (eq. 3.28). Para os trocadores de calor com meios porosos, o número de *Reynolds*  $Re_{mp}$  foi definido, conforme proposto por Kaviany (1995), como:

$$Re_{mp} = \frac{\rho_m v_{ar} \sqrt{K}}{\mu_m} \quad (3.32)$$

onde a raiz quadrada da permeabilidade ( $\sqrt{K}$ ) foi estabelecida como o comprimento característico do número *Reynolds*. A estimativa do fator de fricção e do diâmetro hidráulico dos condensadores descritos nessa seção foram realizadas da seguinte forma:

$$f_{mp} = \frac{\Delta P_{cond}}{4(L_{cond}/D_{h,mp})(\rho_m v_{ar}^2/2)} \quad (3.33)$$

$$D_{h,mp} = \frac{4A_{mp}}{L_{cond}} \quad (3.34)$$

Para uma análise prática do desempenho dos condensadores, optou-se pelo uso do número de *Nusselt* ( $Nu$ ) da seguinte maneira:

$$Nu_{mp} = \frac{\alpha_{mp} D_{h,mp}}{k_m} = \frac{\dot{Q}_{ar}}{A_{con} \Delta T_{mp}} \frac{D_{h,mp}}{k_m} \quad (3.35)$$

$$\Delta T_{mp} = T_{sat} - T_{ar,ent} \quad (3.36)$$

$$A_{con} = \frac{2V_{mp}(1 - \varphi)}{H_{cond}} \quad (3.37)$$

A variável  $\alpha_{mp}$  é o coeficiente de transferência de calor por convecção que caracteriza a troca de calor entre o sólido e o fluido. A condutividade térmica média do ar é dada por  $k_m$ . A área superficial  $A_{con}$  foi considerada como a área da interface entre a fase sólida dos meios porosos e a placa dos micro-canais. O volume total do meio poroso e a altura do condensador são representados pelas variáveis  $V_{mp}$  e  $H_{cond}$ , respectivamente. O parâmetro  $\Delta T_{mp}$  arbitrado é a diferença entre a temperatura de saturação do fluido refrigerante na entrada dos condensadores, e a temperatura de entrada do ar na seção de testes. Desta forma, o coeficiente de transferência de calor  $\alpha_{mp}$  é obtido através da seguinte equação:

$$\alpha_{mp} = \frac{\rho_{ar,ent} \dot{V}_{ar} c_{p,ar} (T_{ar,sai} - T_{ar,ent})}{A_{con} (T_{sat} - T_{ar,ent})} \quad (3.38)$$

A obtenção do coeficiente de transferência de calor por convecção para o ar possibilita a estimativa do fator  $j$  de *Colburn*, utilizado na avaliação do desempenho dos condensadores. A obtenção do fator  $j$  de *Colburn* é feita a partir das seguintes equações,

$$j_{mp} = St_{mp} Pr_{ar}^{(2/3)} \quad (3.39)$$

$$St_{mp} = \frac{\alpha_{mp} A_{mp}}{\dot{m}_{ar} c_{p,ar}} \quad (3.40)$$

## Capítulo 4

# Evaporador Miniaturizado Acoplado a Tubos de Calor

Serão apresentados neste capítulo o funcionamento e a aplicação de um evaporador miniaturizado acoplado a tubos de calor, citando todas as características inerentes desse tipo de trocador de calor. Ainda, será explicada a motivação que levou à elaboração do presente projeto do evaporador.

Ao contrário dos condensadores apresentados no capítulo anterior, que realizam troca de calor entre dois fluidos, o evaporador em questão promove a troca de calor entre uma superfície quente e o fluido refrigerante. Esta superfície quente se trata da parede do tubo de calor.

Primeiramente, será descrito o funcionamento de um tubo de calor, a fim de facilitar o entendimento do modelo teórico desenvolvido. Em seguida, será elucidado o motivo do acoplamento entre o evaporador e os tubos de calor e a maneira como este acoplamento será realizado. Por fim, os modelos teóricos dos tubos de calor e do evaporador serão apresentados em detalhes.

### 4.1 Descrição do Funcionamento dos Tubos de Calor

Conforme já foi comentado, a remoção do calor dissipado pelos componentes eletrônicos é um aspecto relevante no projeto e na confiabilidade dos equipamentos eletrônicos. Considerando a questão do resfriamento de processadores de computadores pessoais portáteis (*laptops*), o uso de tubos de calor é uma solução largamente implementada atualmente pelos fabricantes desse tipo de equipamento eletrônico.

Os tubos de calor são dispositivos altamente efetivos na transferência de calor e possuem diversos tamanhos e aplicações como, por exemplo, na indústria aeroespacial, em trocadores de calor e na melhoria do desempenho de fornos. A simplicidade na fabricação, a baixa diferença de temperatura entre os extremos do tubo e a possibilidade de transportar altas taxas de calor em vários níveis de temperatura são algumas características próprias desse tipo de equipamento.

Através do desenho esquemático da Fig. 4.1, pode-se ver o interior de um tubo de calor e seus componentes. Tais componentes são: o invólucro (1), a estrutura capilar (2), o duto de vapor (3), e uma quantidade de fluido que possui as fases líquida e vapor.

A estrutura capilar possui a forma de um cilindro vazado, possibilitando que o fluido de trabalho no estado líquido passe através dos seus interstícios. O duto de vapor possibilita o escoamento do fluido no estado vapor. O invólucro separa os componentes do ambiente externo, além de manter a pressão necessária para o funcionamento do sistema. Completando, o fluido de trabalho é responsável pelo transporte da energia térmica do sistema. Com funções distintas, o comprimento do tubo de calor pode também ser dividido em três regiões: a de evaporação, adiabática, e a de condensação.

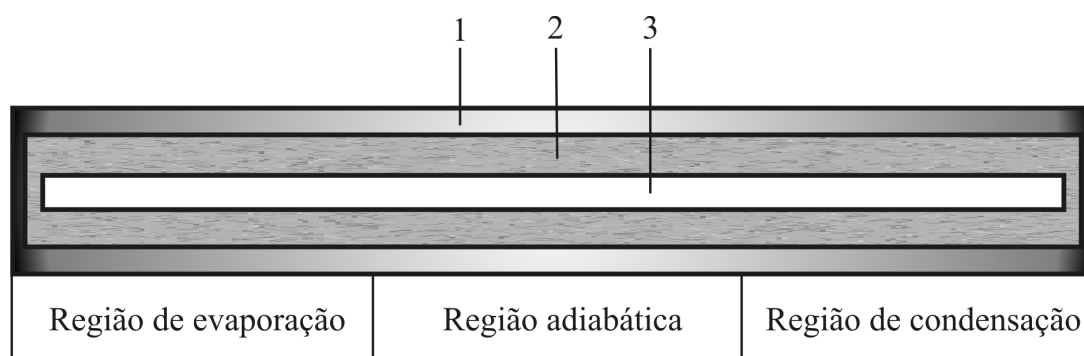


Figura 4.1: Desenho esquemático em corte de um tubo de calor. (1) Invólucro, (2) Estrutura capilar, (3) Duto de vapor.

De acordo com a Fig. 4.2 que mostra a orientação do fluxo de calor e do escoamento do fluido de trabalho, o calor entregue pela fonte quente e aplicado na região de evaporação é conduzido radialmente através das paredes do invólucro e da estrutura capilar, fazendo com o que o fluido de trabalho se vaporize. A pressão de vapor direciona o fluido através do duto de vapor, transportando energia para a região de condensação. Na região de condensação o fluido é condensado, através da transferência do calor para a fonte fria.

Finalmente, o menisco formado na interface da estrutura capilar com o duto de vapor produz uma pressão capilar, fazendo com que o fluido de trabalho condensado retorne à região de evaporação do tubo de calor. Portanto, a diferença da curvatura dos meniscos nas interfaces líquido-vapor promovem a mudança da pressão capilar ao longo do tubo de calor.

Esta diferença de pressão capilar deve ser maior do que a queda de pressão relativas ao escoamento no duto de vapor e às forças de corpo gravitacionais presentes. Logo, pode-se concluir que os tubos de calor possuem a grande vantagem de não requererem nenhuma potência de bombeamento adicional, sendo por isso considerados dispositivos de transferência de calor passivos.

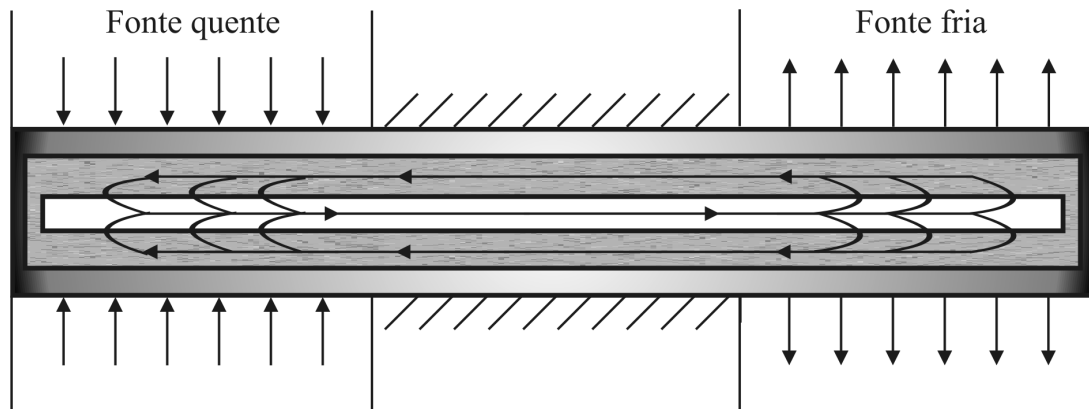


Figura 4.2: Desenho esquemático em corte de um tubo de calor.

Conforme Faghri (1995), existem diversos fatores que limitam e constroem as operações de um tubo de calor. De maneira mais específica, a máxima taxa de transferência de calor que um tubo de calor realiza depende de alguns fatores limitantes. Os fatores avaliados neste trabalho são:

- Limite viscoso: ocorre quando as forças viscosas se tornam dominantes no escoamento do vapor, fazendo com que a diferença de pressão do vapor na região de condensação torne-se nula. Isto impossibilita um aumento da vazão mássica do fluido de trabalho no interior do tubo de calor, restringindo a máxima taxa de calor que pode ser transportada com alta efetividade.
- Limite sônico: acontece quando a velocidade de vapor aumenta ao ponto de atingir a velocidade do som, bloqueando o escoamento e restringindo a máxima taxa de calor. O limite sônico é comumente associado com tubos de calor que operam com metais líquidos e associado às alta velocidade do vapor e às baixas densidades.
- Limite de refluxo: é ocasionado pela força cisalhante existente na interface líquido-vapor, devido ao fato de o vapor e o líquido se moverem em direções opostas. Para altas velocidades relativas, gotas de líquido podem ser expulsas da estrutura capilar e migrar para o duto de vapor, em direção à região de condensação. Este refluxo faz com que a região de evaporação pare de promover a evaporação do fluido, comprometendo o bom funcionamento do dispositivo.
- Limite capilar: ocorre quando a estrutura capilar torna-se incapaz de garantir a circulação do fluido. Isso ocorre quando a pressão capilar não consegue suprir a

perda de carga no duto de vapor e na própria estrutura porosa. A máxima pressão capilar de uma estrutura depende das propriedades físicas do meio e do fluido de trabalho. O fato de se aumentar a taxa de troca de calor acima do limite capilar faz com que a região de evaporação não receba líquido da estrutura capilar, ocasionando um aumento súbito da temperatura na região de evaporação.

A forma como um tubo de calor é aplicado depende diretamente dos objetivos aos quais a aplicação está inserida. A representação do sistema na aplicação a ser estudada aqui está descrita na Fig. 4.3, e um fluxograma do transporte de energia promovido pelo tubo de calor pode ser visto na Fig. 4.4.

Em relação ao resfriamento de processadores de computadores portáteis, o papel principal dos tubos de calor é a transferência do calor dissipado pelo processador (fonte quente) para o ambiente externo (fonte fria) que é representado pelo ar que sopra na região de condensação dos tubos de calor (1). A convecção forçada implementada por um ventilador (2), em conjunto com uma série de aletas (3), cumpre o papel termodinâmico da fonte fria, de acordo com a Fig. 4.4.

Concluindo, o calor de todo o sistema é fornecido pela potência dissipada do processador (4) e rejeitada através do ar. Ainda, a Fig. 4.5 mostra um desenho da patente de invenção de número *US6328097*, pertencente a Intel (2001), baseada no mesmo conceito descrito aqui.

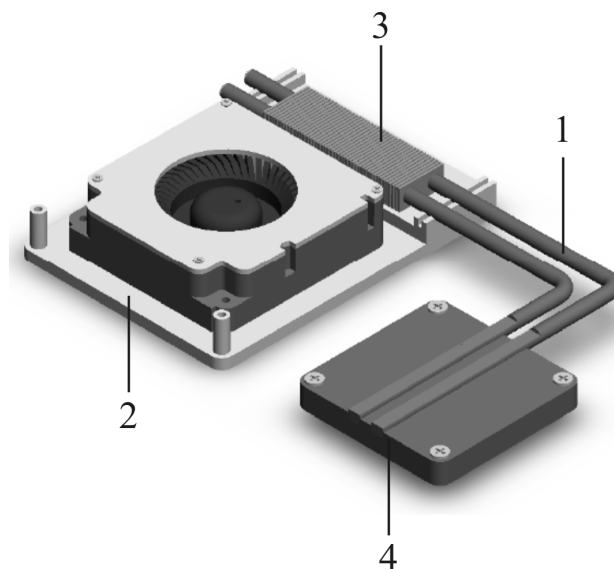


Figura 4.3: Desenho representativo de tubos de calor aplicados ao resfriamento de processadores de computadores portáteis. (1) Tubos de calor, (2) Ventilador, (3) Aletas, (4) Processador.

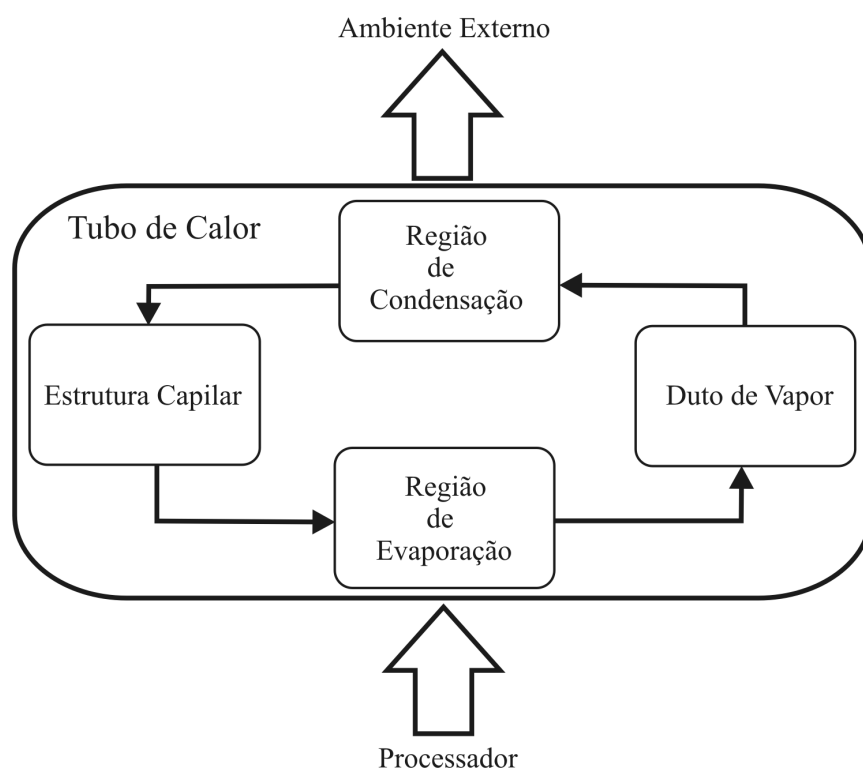


Figura 4.4: Fluxograma representativo de um tubo de calor aplicado ao resfriamento de processadores de computadores portáteis.

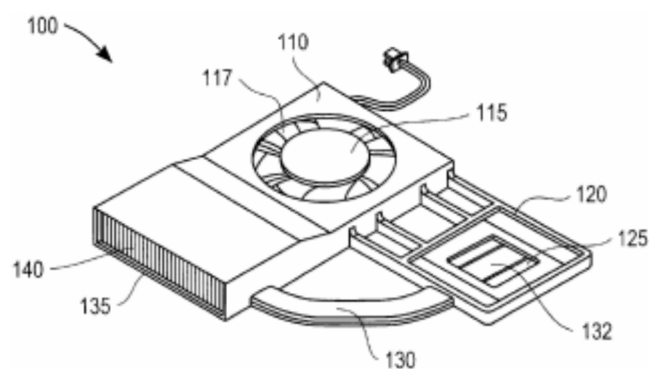


Figura 4.5: Figura da patente criada por Intel (2001).



## 4.2 Descrição do Acoplamento Evaporador/Tubos de Calor

Apesar do uso de tubos de calor, o resfriamento de processadores de *laptops* tende a exigir uma maneira mais eficiente de transferência de calor. Conforme observado por Mongia *et al.* (2007), a maior resistência térmica envolvida nesse sistema é a resistência térmica relativa à convecção forçada na região de condensação dos tubos de calor. A Fig. 4.6 ilustra a contribuição que as resistências térmicas da fonte fria (60 %), da fonte quente (38 %) e dos tubos de calor (2 %) exercem na resistência térmica total do sistema térmico.

Isto gera alguns inconvenientes práticos, como o aumento da temperatura interna dos *laptops*. Portanto, a solução empregada atualmente, apesar de remover o calor da fonte quente, não o transfere eficientemente para o ar externo (fonte fria). Ainda, devido a restrições espaciais, o uso de ventiladores mais robustos na remoção do calor na região de condensação dos tubos de calor se torna impraticável.

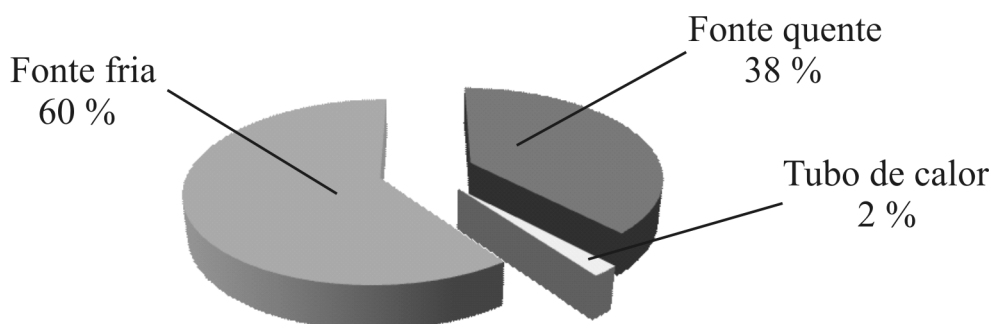


Figura 4.6: Representação das resistências térmicas envolvidas num sistema com tubos de calor usados no resfriamento de processadores. Fonte: Mongia *et al.* (2007).

Buscando uma solução para esse tipo de aplicação, foi proposta a alternativa de acoplar fisicamente um evaporador de um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor na região de condensação dos tubos de calor. Dessa forma, o calor dissipado pelos componentes eletrônicos podem ser transferidos de uma forma mais eficiente do que apenas com o uso da convecção forçada. Tal proposta faria com que a temperatura dos processadores fosse decrescida, possibilitando também uma maior capacidade de processamento desses dispositivos eletrônicos.

Portanto, o objetivo dessa aplicação é estabelecer uma melhora da transferência de calor do processador para o ambiente externo, através do acoplamento de um sistema de refrigeração miniaturizado aos tubos de calor. Isto resultará numa diminuição da temperatura do *laptop* como um todo, garantindo ainda uma melhor confiabilidade de seus diversos componentes. A representação esquemática do transporte de energia desse

sistema híbrido evaporador/tubos de calor pode ser visto na Fig. 4.7.

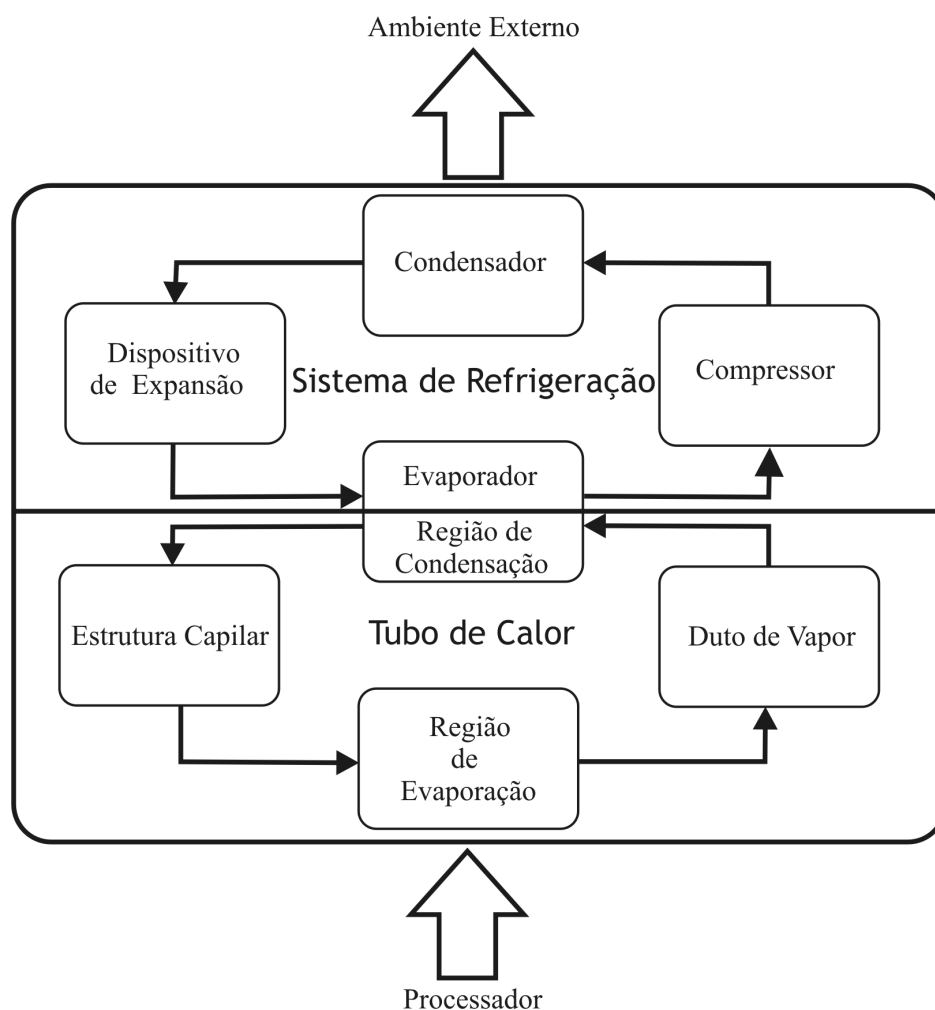


Figura 4.7: Fluxograma representativo de um tubo de calor acoplado a um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor.

As Figs. 4.8, 4.9, 4.10 e 4.11 descrevem a maneira como o acoplamento físico dos dois sistemas pode ser feito. O evaporador do sistema de refrigeração (1) possui um formato cilíndrico e é encaixado em um alojamento (2) que deve ser brazado entre os tubos de calor (3). O alojamento deve também servir de proteção às aletas (4) durante a conexão do trocador de calor.

Dentro do evaporador, o fluido em estado líquido escoar através de canais presentes na periferia, por onde ocorre a mudança de fase e retorna por um duto central no estado de vapor saturado. Há também um reservatório que permite a retenção do fluido refrigerante líquido, para que dessa maneira seja impedida a entrada de refrigerante líquido na câmara de compressão do compressor.

Com a concepção e com a forma de funcionamento do evaporador prontas, torna-se necessária a definição das dimensões de suas partes, como o comprimento necessário dos canais, para as pré-determinadas condições de aplicação do sistema híbrido. Para tal,

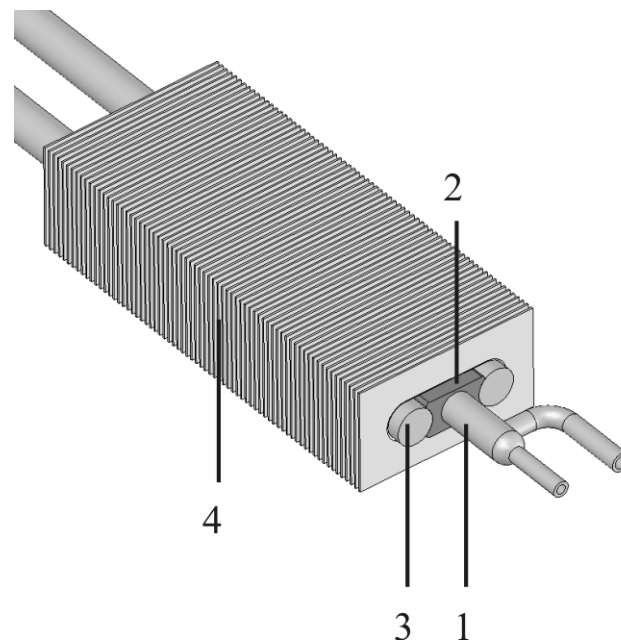


Figura 4.8: Desenho esquemático do evaporador do sistema de refrigeração miniaturizado acoplado a tubos de calor. (1) Evaporador do sistema de refrigeração, (2) Alojamento para o evaporador, (3) Tubo de calor, (4) Aletas.

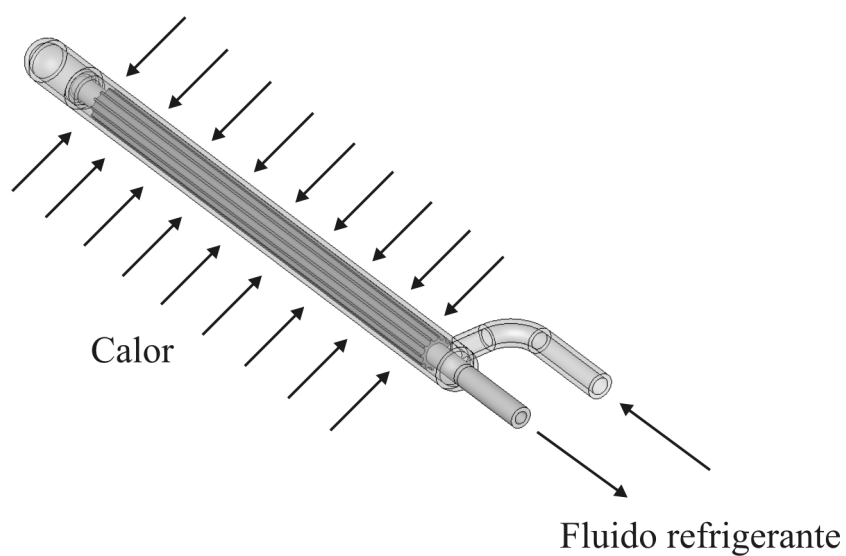


Figura 4.9: Desenho esquemático do evaporador.

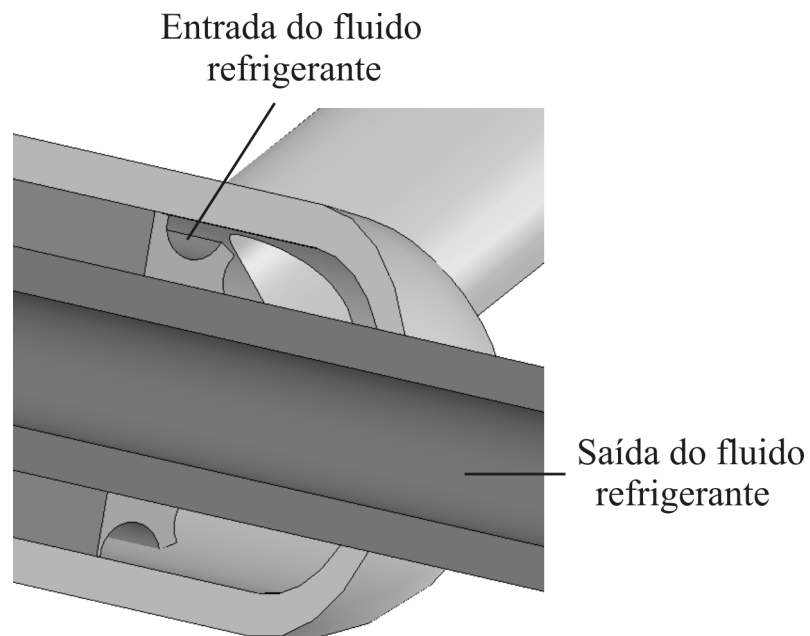


Figura 4.10: Desenho esquemático do evaporador com detalhe sobre a entrada e saída do fluido refrigerante.

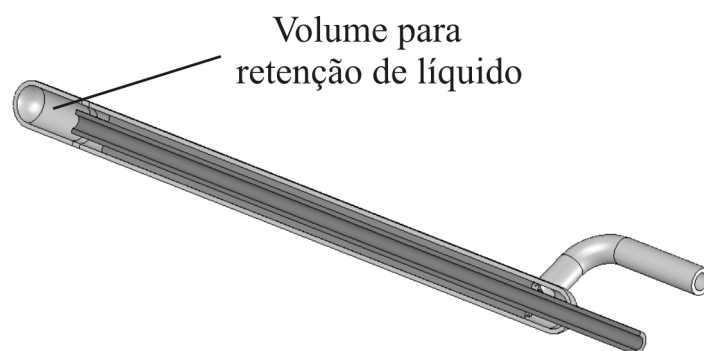


Figura 4.11: Desenho esquemático do evaporador com detalhe sobre o volume que possui a função de reter líquido.

foram desenvolvidos modelos teóricos tanto do evaporador quanto dos tubos de calor. O acoplamento destes modelos teóricos permite estimar o comportamento do sistema como um todo. Fatores como, a condição do sistema de refrigeração, a capacidade de refrigeração e as dimensões dos tubos de calor exercem uma influência direta no projeto do evaporador.

Os parâmetros iniciais do sistema de refrigeração foram escolhidos levando-se em conta sua aplicação final. Tais condições são as seguintes:

- Temperatura de evaporação -  $T_{evap} = 55 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ;
- Temperatura de condensação -  $T_{cond} = 90 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ;
- Sem sub-resfriamento e sem super-aquecimento no ciclo de refrigeração de simples estágio;
- Capacidade de refrigeração -  $\dot{Q}_{refri} = 40 \text{ W}$ ;
- Temperatura máxima do processador -  $T_{proc} = 75 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ;
- Fluido refrigerante: R-600a.

### 4.3 Modelo dos Tubos de Calor

A teoria fundamental do estudo dos tubos de calor consiste em análises relacionadas a processos que envolvem a transferência de calor e a hidrodinâmica. A teoria hidrodinâmica geralmente é utilizada na descrição da queda de pressão na estrutura capilar, no duto de vapor e na estimativa do máximo bombeamento que esta estrutura capilar permite fornecer. Já a teoria de transferência de calor é utilizada para a modelagem do processo de transferência de calor para dentro e fora dos tubos de calor. Diversos fenômenos como a condução axial de calor pela parede e pela estrutura capilar, evaporação e condensação na interface líquido-vapor foram considerados.

O modelo representativo do tubo de calor proposto neste trabalho considera o método da condutância global, através da associação de resistências térmicas obtidas a partir da analogia com circuitos elétricos e aplicadas à transmissão de calor. Com isso, tem-se como objetivo obter todo o campo de temperatura ao longo do dispositivo.

Na formulação do modelo, foi aproveitada a simetria axial do tubo de calor para a simplificação do problema. As resistências térmicas e os pontos de temperatura do modelo axissimétrico, em regime estacionário, são mostradas na Fig. 4.12 e definidas como:

- $R_{ext,e}$ : resistência térmica externa na região de evaporação;

- $R_{inv,e}$ : resistência térmica do invólucro na região de evaporação;
- $R_{cap,e}$ : resistência térmica da estrutura capilar na região de evaporação;
- $R_{i,e}$ : resistência térmica da interface líquido-vapor na região de evaporação;
- $R_{va}$ : resistência térmica do vapor ao longo da região adiabática;
- $R_{i,c}$ : resistência térmica da interface líquido-vapor na região de condensação;
- $R_{cap,c}$ : resistência térmica da estrutura capilar na região de condensação;
- $R_{inv,c}$ : resistência térmica do invólucro na região de condensação;
- $R_{ext,c}$ : resistência térmica externa na região de condensação;
- $R_{inv,a}$ : resistência térmica do invólucro na região adiabática;
- $R_{cap,a}$ : resistência térmica da estrutura capilar na região adiabática.

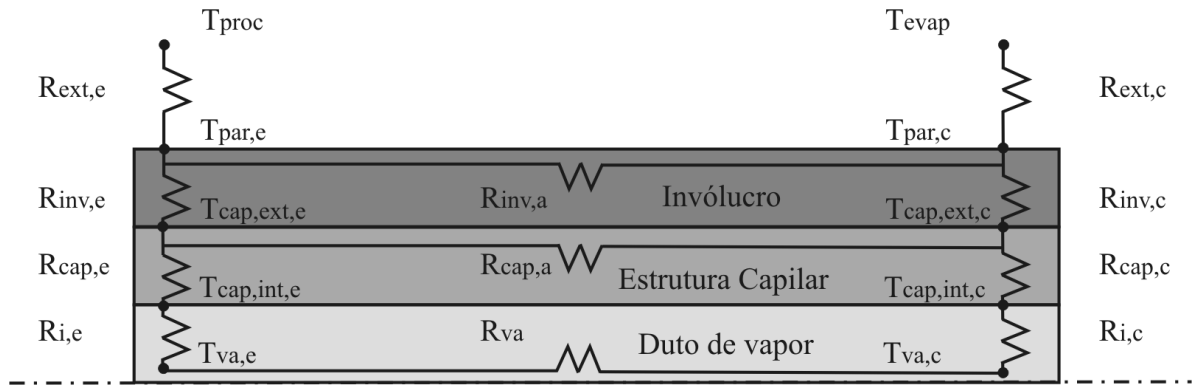


Figura 4.12: Resistências térmicas presentes num tubo de calor.

As temperaturas de evaporação do sistema de refrigeração  $T_{evap}$  e do processador  $T_{proc}$  representam, respectivamente, as temperaturas das fontes fria e quente do sistema térmico. O material estipulado para o tubo de calor foi cobre, enquanto que água foi utilizada como fluido de trabalho. Os dados geométricos usados no modelo são:

- Diâmetro externo do invólucro -  $D_{inv} = 6 \text{ mm}$ ;
- Diâmetro externo da estrutura porosa -  $D_{cap} = 4,2 \text{ mm}$ ;
- Diâmetro do duto de vapor -  $D_{va} = 1,5 \text{ mm}$ ;
- Comprimento total do tubo de calor -  $L_{tc} = 210 \text{ mm}$ ;
- Comprimento da região de evaporação -  $L_e = 70 \text{ mm}$ ;

- Porosidade da estrutura capilar -  $\varphi = 0,628$ ;
- Diâmetro do grão da estrutura capilar -  $D_{grao} = 100 \times 10^{-3} \text{ mm}$ ;
- Material dos tubos de calor: cobre.

A resistência externa  $R_{ext,e}$  representa a resistência que o calor encontra ao ser transferido pelo substrato do processador, através da pasta térmica e através da chapa de cobre onde a região de evaporação do tubo de calor se encontra soldada. Todas essas resistências somadas possuem um valor fixo de  $R_{ext,e} = 0,4 \text{ °C/W}$ , fornecido por Mongia (2007) da empresa fabricante de processadores *Intel*.

As resistências térmicas radiais no invólucro ( $R_{inv,e}$  e  $R_{inv,c}$ ) e na matriz porosa ( $R_{cap,e}$  e  $R_{cap,c}$ ) são obtidas por,

$$R_{inv,e} = \frac{1}{2\pi k_{inv} L_e} \ln \left( \frac{D_{inv}/2}{D_{cap}/2} \right) \quad (4.1)$$

$$R_{inv,c} = \frac{1}{2\pi k_{inv} L_c} \ln \left( \frac{D_{inv}/2}{D_{cap}/2} \right) \quad (4.2)$$

$$R_{cap,e} = \frac{1}{2\pi k_{cap} L_e} \ln \left( \frac{D_{cap}/2}{D_{va}/2} \right) \quad (4.3)$$

$$R_{cap,c} = \frac{1}{2\pi k_{cap} L_c} \ln \left( \frac{D_{cap}/2}{D_{va}/2} \right) \quad (4.4)$$

onde  $L_e$  e  $L_c$  são, respectivamente, os comprimentos das região de evaporação e condensação. As variáveis  $k_{inv}$  e  $k_{cap}$  representam a condutividade térmica do meio de cobre do invólucro, e do meio poroso, referente à estrutura capilar. Para a condutividade térmica do meio poroso, foi aplicada a correlação proposta por Maxwell (1998) para um material randomicamente disperso. Esta correlação possui boa concordância com dados experimentais realizados com metais sinterizados, conforme descrito por Gorring e Churchill (1961). A correlação usada foi a seguinte:

$$k_{cap} = k_{inv} \left[ \frac{2 + k_l/k_{inv} - 2\varphi(1 - k_l/k_{inv})}{2 + k_l/k_{inv} + \varphi(1 - k_l/k_{inv})} \right] \quad (4.5)$$

Para a avaliação da condutividade térmica da fase líquida  $k_l$ , foi considerado que o fluido de trabalho apresenta uma temperatura média entre  $T_{cap,int,e}$  e  $T_{cap,ext,e}$ , na região de evaporação, e entre  $T_{cap,int,c}$  e  $T_{cap,ext,c}$  na região de condensação.

A região de interface do líquido e do vapor usualmente é considerada em equilíbrio

térmico, se as taxas de evaporação e de condensação forem constantes. Entretanto, sabe-se que nesta região há moléculas de vapor e de líquido constantemente trocando de posições, através da evaporação e da condensação. Portanto, essa transferência de quantidade de movimento induz um gradiente de pressão ao longo da transição de fase líquido-vapor, nas regiões de evaporação e condensação. Através da teoria cinética dos gases apresentada por Faghri (1995), pode-se estabelecer a resistência térmica correspondente à interface líquido-vapor das regiões de evaporação e condensação como:

$$R_{i,e} = \frac{RT_{va,e}^2 (2\pi RT_{cap,int,e})^{1/2}}{h_{lv,e} P_e A_e} \quad (4.6)$$

$$R_{i,c} = \frac{RT_{va,c}^2 (2\pi RT_{cap,int,c})^{1/2}}{h_{lv,c} P_c A_c} \quad (4.7)$$

onde  $R$  é a constante do vapor d'água,  $h_{lv}$  é a entalpia de vaporização e  $A_e$  e  $A_c$  são as áreas onde ocorrem as mudanças de fase, nas regiões de evaporação e condensação, respectivamente. As entalpias de vaporização da água  $h_{lv,e}$  e  $h_{lv,c}$  foram obtidas de acordo com as respectivas temperaturas de saturação  $T_{va,e}$  e  $T_{va,c}$ , enquanto  $P_e$  e  $P_c$  correspondem respectivamente às pressões de saturação da água nas regiões de evaporação e condensação. Nas eqs. 4.6 e 4.7, as temperaturas citadas se apresentam em escala *Kelvin*.

As resistências térmicas que representam a condução transversal do invólucro e da estrutura capilar na região adiabática podem ser avaliadas como resistências térmica de condução através de uma parede plana unidimensional como:

$$R_{inv,a} = \frac{L_a k_{inv}}{A_{inv}} \quad (4.8)$$

$$R_{cap,a} = \frac{L_a k_{cap}}{A_{cap}} \quad (4.9)$$

onde  $A_{inv}$  e  $A_{cap}$  são as áreas das seções retas do invólucro e da estrutura capilar, enquanto  $L_a$  é o comprimento da região adiabática do tubo de calor.

Para este trabalho, a resistência térmica relativa ao duto de vapor não foi estimada diretamente. Como o estado termodinâmico da água encontra-se saturado ao longo de todo o duto de vapor, basta que se obtenha, no caso deste modelo, a temperatura  $T_{va,c}$  e sua pressão de saturação. Então, através da estimativa da queda de pressão ao longo do duto de vapor, consegue-se a pressão de saturação do fluido de trabalho na região de evaporação e sua respectiva temperatura,  $T_{va,e}$ .

Desse modo, optou-se por utilizar modelos que avaliem a queda de pressão ao longo



do duto de vapor em conjunto com o cálculo das temperaturas de saturação relativas às determinadas pressões.

Um dos modelos utilizados foi elaborado por Cotter (1965), que aplicou o gradiente de pressão para escoamentos incompressíveis num duto cilíndrico com uma uniforme injeção e sucção de fluido através de uma parede porosa, conforme disponibilizado por Yuan e Finkelstein (1956),

$$\frac{dP_{va}}{dz} = -\frac{8\mu_{va}\dot{m}_{va}}{\pi\rho_{va}(D_{va}/2)^4} \left(1 + \frac{3}{4}Re_r - \frac{11}{270}Re_r + \dots\right) \quad (4.10)$$

$$Re_r = \frac{1}{2\pi\mu_{va}} \frac{d\dot{m}_{va}}{dz} \quad (4.11)$$

A coordenada  $z$  representa a direção longitudinal, ao longo de todo o comprimento dos tubos de calor. Para pequenas taxas de transferência de calor ( $\dot{m}_{va} \rightarrow 0$ ), a influência do número de *Reynolds* radial  $Re_r$  no gradiente de pressão passa a ser negligenciada ( $Re_r \rightarrow 0$ ). Portanto, tem-se:

$$\frac{dP_{va}}{dz} = -\frac{8\mu_{va}\dot{m}_{va}}{\pi\rho_{va}(D_{va}/2)^4} \quad (4.12)$$

A vazão mássica de vapor escoando pelo duto de vapor,  $\dot{m}_{va}$ , é função da coordenada  $z$ . Considerando que há fluxo de calor constante e que existe uma variação linear do  $\dot{m}_{va}$  em relação à coordenada  $z$ , nas regiões de evaporação e condensação, as funções de  $\dot{m}_{va}$  podem ser avaliadas como:

$$\dot{m}_{va}(z) = \frac{z\dot{m}_{va,max}}{L_e}, 0 < z < L_e \quad (4.13)$$

$$\dot{m}_{va}(z) = \dot{m}_{va,max}, L_e < z < L_e + L_a \quad (4.14)$$

$$\dot{m}_{va}(z) = \frac{(L_t - z)\dot{m}_{va,max}}{L_c}, L_e + L_a < z < L_t \quad (4.15)$$

$$\dot{m}_{va,max} = \dot{Q}_{tc}/h_{lv,va} \quad (4.16)$$

Integrando a eq. 4.12 com o uso das eqs. 4.13, 4.14 e 4.15, consegue-se:

$$\Delta P_{va} = \frac{8\mu_{va}\dot{m}_{va,max}}{\pi\rho_{va}(D_{va}/2)^4} \left(\frac{L_e}{2} + L_a + \frac{L_c}{2}\right) \quad (4.17)$$

$$L_{ef} = \frac{L_e}{2} + L_a + \frac{L_c}{2} \quad (4.18)$$

Como pode ser visto na eq. 4.18, a variável  $L_{ef}$  representa o comprimento efetivo do tubo de calor. Desse modo, a queda de pressão do fluido no duto de vapor é expressa como:

$$\Delta P_{va} = \frac{8\mu_{va}\dot{m}_{va,max}}{\pi\rho_{va}(D_{va}/2)^4}L_{ef} \quad (4.19)$$

Outro modelo de avaliação da queda de pressão no duto de vapor foi proposto por Chi (1976), que encontrou a seguinte expressão para a diferença de pressão na fase de vapor:

$$\Delta P_{va} = C_1 C_2 \frac{\mu_{va} L_{ef} \dot{m}_{va,max}}{2A_{va}\rho_{va}(D_{va}/2)^2} \quad (4.20)$$

onde  $C_1$  e  $C_2$  são constantes que dependem do número de *Reynolds* e do número de *Mach*. Tais parâmetros adimensionais, neste caso, são tratados como:

$$Re_{va} = \frac{4\dot{m}_{va,max}}{\pi D_{va}\mu_{va}} \quad (4.21)$$

$$Ma_{va} = \frac{\dot{m}_{va,max}}{A_{va}\rho_{va}(RT_{va}\gamma_{va})^{1/2}} \quad (4.22)$$

onde  $R$  novamente é a constante do vapor d'água,  $T_{va}$  é a temperatura do vapor em escala *Kelvin* e  $\gamma_{va}$  é a razão dos calores específicos, que possui o valor de 1,33 para fluidos poliatômicos, como a água.

Os constantes  $C_1$  e  $C_2$  devem ser calculadas a partir das condições a seguir,

- Para  $Re_{va} < 2300$  e  $Ma_{va} < 0,2$ :  $C_1 = 16$ ,  $C_2 = 1$
- Para  $Re_{va} < 2300$  e  $Ma_{va} > 0,2$ :  $C_1 = 16$ ,  $C_2 = \left[1 + \left(\frac{\gamma_{va}-1}{2}\right) Ma_{va}^2\right]^{-1/2}$
- Para  $Re_{va} > 2300$  e  $Ma_{va} < 0,2$ :  $C_1 = 0,038 \left(\frac{4\dot{m}_{va,max}}{\pi D_{va}\mu_{va}}\right)^3 / 4$ ,  $C_2 = 1$ .

Ambos os modelos apresentados aqui precisam necessariamente do cálculo de diversas propriedades termo-físicas. Neste momento, buscou-se uma solução conservativa que apresente a maior queda de pressão e que torne o tubo de calor menos eficiente. Tendo isso em mente, optou-se por basear o cálculo das propriedades termo-físicas para a temperatura do fluido de trabalho na região de condensação  $T_{va,c}$ . A resistência térmica  $R_{ext,c}$  representa neste modelo o evaporador do sistema de refrigeração, mais precisamente

o inverso do parâmetro  $UA_{evap,aloi}$ . Detalhes sobre a modelagem do evaporador serão tratados mais adiante.

Com o auxílio das condições de contorno especificadas, ou seja, a temperatura de evaporação do sistema de refrigeração  $T_{evap}$  e a capacidade de refrigeração do sistema híbrido  $\dot{Q}_{refri}$ , torna-se possível a obtenção das temperaturas de todos os pontos descritos na Fig. 4.12. No entanto, algumas resistências térmicas descritas neste tópico apresentam uma dependência direta ou indireta das temperaturas envolvidas, devido aos cálculos das propriedades termo-físicas. Ainda, o arranjo bidimensional do modelo teórico gerou três malhas de resistências térmicas, o que impossibilita a aquisição de uma solução direta não-iterativa. Logo, é necessário o uso de ciclos iterativos com duas diferentes finalidades: para a dependência das resistências térmicas com as temperaturas, e para a obtenção do campo bidimensional de temperatura presente nos tubos de calor.

Finalizando este modelo, são calculados os fatores limitantes de transferência de calor que o tubo de calor apresentam: limite viscoso, sônico, de refluxo e capilar. Os cálculos destes limites foram obtidos, respectivamente, de acordo com Faghri (1995), da seguinte maneira:

$$\dot{Q}_{visc} = (D_{va}/2)^2 h_{lv} \rho_{va} A_{va} \frac{P_{va}}{16 \mu_{va} L_{ef}} \quad (4.23)$$

$$\dot{Q}_{som} = 0,474 h_{lv,va} A_{va} (\rho_{va} P_{va})^{1/2} \quad (4.24)$$

$$\dot{Q}_{re} = h_{lv,va} A_{va} \left( \frac{\rho_{va} \sigma_{va}}{0,410 D_{grao}} \right)^{1/2} \quad (4.25)$$

$$\dot{Q}_{cap} = h_{lv,va} \frac{4 \sigma_{va}}{0,42 D_{grao} L_{ef}} \left[ \frac{8 \mu_{va}}{\rho_{va} \pi (D_{va}/2)^4} + \frac{\mu_{l,va}}{\rho_l K_{tc} A_{cap}} \right]^{-1} \quad (4.26)$$

Todas as propriedades termo-físicas foram calculadas de acordo com a temperatura de saturação da água na região de evaporação do tubo de calor  $T_{va,e}$ . Para a obtenção do limite capilar, é necessário que a permeabilidade do meio capilar seja conhecida. Para isso, usou-se a seguinte correlação para o cálculo da permeabilidade proposta por Faghri (1995), aplicada ao material cobre em pó sinterizado,

$$K_{tc} = \frac{D_{grao}^2 \varphi^3}{150(1 - \varphi)^2} \quad (4.27)$$

## 4.4 Modelo do Evaporador

Este t pico propõe elucidar a forma como o modelo do evaporador acoplado a tubos de calor foi elaborado. A concepção do trocador de calor já foi tratada anteriormente, faltando a modelagem dos fen menos físicos para que os comprimentos dos canais sejam especificados, de acordo com as condições de contorno referentes à aplicação final. Para isso foi implementado, além do método da condutância global, a estimativa da queda de pressão que ocorre no duto de saída do evaporador. Por conveniência, foi aproveitada a simetria do trocador de calor na formulação do modelo. A Fig. 4.13 esclarece as condições de contorno e as resistências térmicas presentes no modelo criado.

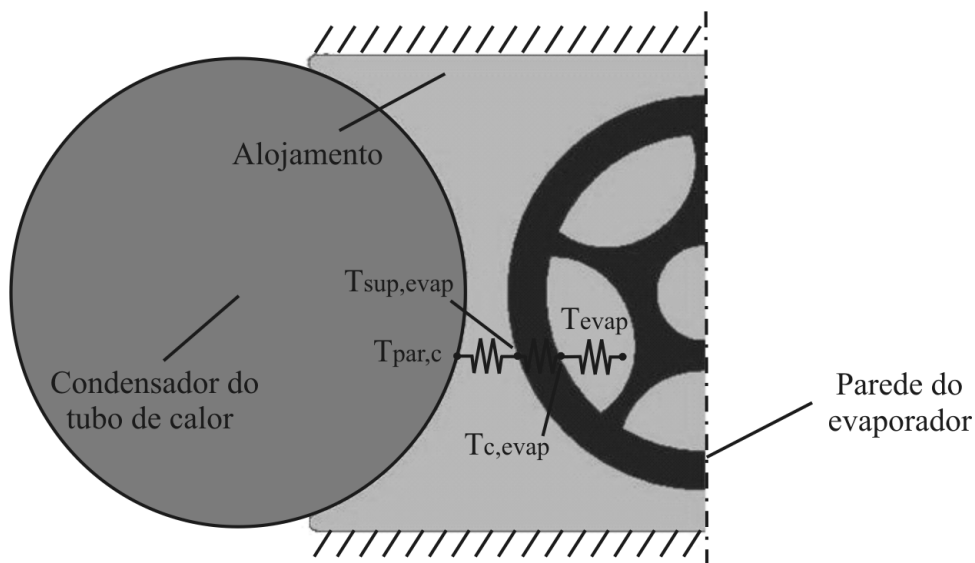


Figura 4.13: Resist ncias térmicas e condi  es de contorno presentes no evaporador.

De acordo com a Fig. 4.13, s o descritas tr s resist ncias térmicas. Apenas a resist ncia térmica de contato entre o evaporador e o alojamento  $R_{con,evap}$  não é mostrada. As resistências térmicas presentes no modelo do evaporador são:

- $R_{aloy}$ : resistência térmica de condução do alojamento onde o evaporador é alocado;
- $R_{con,evap}$ : resistência térmica de contato entre o evaporador e o alojamento;
- $R_{par,evap}$ : resistência térmica de condução da parede do evaporador;
- $R_{int,evap}$ : resistência térmica de convecção do fluido refrigerante.

Com a concepção do evaporador definida, o formato de seus canais foram estipulados com o intuito de otimizar a capacidade de transferência de calor através da busca do maior número de canais com pequenos diâmetros, mas sem inviabilizar a etapa de fabricação dos

mesmos. Tendo esses aspectos em vista, algumas características já citadas do evaporador foram definidas. Elas são as seguintes:

- Diâmetro do evaporador  $D_{ext,evap}$ : 5 mm;
- Espessura da parede do evaporador  $e_{evap}$ : 0,5 mm;
- Canais semi-elípticos com raios  $r_{c,evap}$ : 2/2,5 mm;
- Diâmetro do duto de saída do evaporador  $D_{ds}$ : 1,2 mm;
- Material do alojamento do evaporador: alumínio;
- Material do evaporador: cobre.

O termo  $R_{aloi}$  corresponde à resistência térmica relativa à condução de calor bidimensional que ocorre no alojamento. Para a avaliação dessa resistência térmica, optou-se pelo uso de um procedimento numérico para se obter o fator de forma  $S$  da condução de calor bidimensional através do alojamento. Portanto, a resistência térmica  $R_{aloi}$  é expressa como:

$$R_{aloi} = \frac{1}{Sk_{aloi}} \quad (4.28)$$

ou,

$$R_{aloi} = \frac{T_{par,c} - T_{sup,evap}}{\dot{Q}_{refri}} \quad (4.29)$$

Para o procedimento numérico, foi utilizado o *software Fluent*. Este software permite que sejam realizadas simulações que envolvem fenômenos da mecânica dos fluidos e da transferência de calor, através do método numérico dos volumes finitos. O método possibilita a obtenção de equações algébricas que satisfazem a conservação das grandezas pertinentes (quantidade de movimento, massa e energia), em nível de volumes elementares. Para esta situação, resolveu-se a equação da conservação da energia bidimensional, em regime permanente, com a condutividade térmica mantida constante, de acordo com,

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\partial T}{\partial y} \right) = 0 \quad (4.30)$$

Considerando a condutividade térmica do material alumínio e implementando temperaturas prescritas de 70 e 55 °C como condições de contorno do problema, gerou-se um domínio bidimensional com três círculos que possuem as mesmas dimensões e

espaçamentos encontrados entre os tubos de calor e o evaporador. O diâmetro externo do evaporador foi considerado como tendo  $5\text{ mm}$  e seu círculo representativo foi inserido entre outros dois círculos que representam os condensadores dos tubos de calor, que possuem  $6\text{ mm}$  de diâmetro. Todas as dimensões presentes no procedimento computacional estão em conformidade com as dimensões estipuladas dos tubos de calor e do evaporador.

Estes círculos foram inseridos em um meio infinito e isolado com dimensões de  $1 \times 1\text{ m}$ , de forma que apenas haja troca de calor por condução entre os círculos. Com a definição do domínio da simulação numérica, gerou-se então os volumes de controle relativos ao método dos volumes finitos. A malha computacional empregada consistiu em 20212 volumes triangulares que apresentam um refino de malha especial na região em torno dos três círculos citados anteriormente. Após o processamento da simulação numérica deste caso de condução de calor bidimensional, foi possível que fosse especificado o fator de forma que foi utilizado no modelo através da razão entre as diferenças de temperatura e o calor total trocado.

Não foi realizada uma análise de refino de malha para que os erros de truncamento do método dos volumes finitos fossem minimizados, devido ao fato deste procedimento apenas ter sido utilizado como uma ferramenta simples e complementar do modelo aqui proposto.

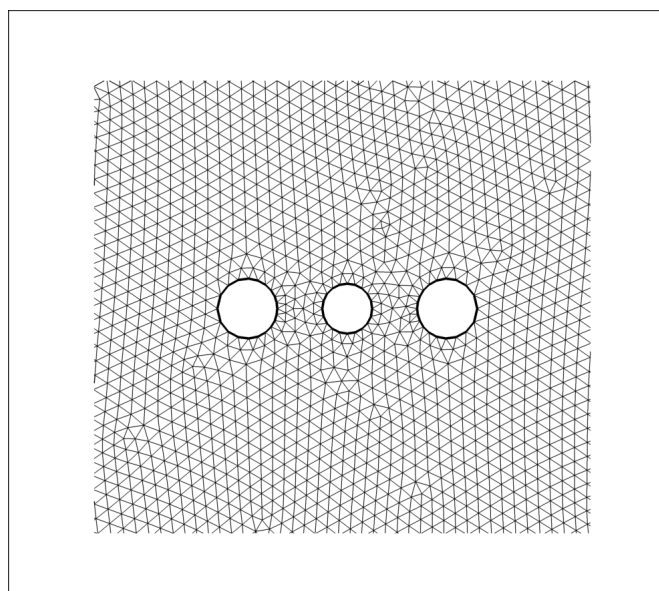


Figura 4.14: Trecho da malha do domínio computacional utilizado na especificação do fator de forma do alojamento do evaporador.

A resistência térmica de contato entre o evaporador e o alojamento  $R_{con,evap}$  foi arbitrada como tendo o valor de  $0,064\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{W}$ , conforme o valor médio da faixa proposta por Incropera e DeWitt (2008), para o material cobre, com vácuo na interface e pressão de contato de  $100\text{ kPa}$ . Da mesma maneira como foram calculadas as resistências térmicas  $R_{inv,e}$ ,  $R_{inv,c}$ ,  $R_{cap,e}$  e  $R_{cap,c}$ , a resistência térmica de condução relativa à parede externa

do evaporador  $R_{par,evap}$  foi obtida usando a equação a seguir:

$$R_{par,evap} = \frac{1}{2\pi k_{aloi} L_{evap}} \ln \left( \frac{D_{ext,evap}/2}{D_{ext,evap}/2 - e_{evap}} \right) \quad (4.31)$$

onde  $D_{ext,evap}$  é o diâmetro externo do evaporador e a variável  $e_{evap}$  é a espessura da parede do evaporador.

No cálculo da resistência térmica convectiva referente ao escoamento bifásico, é preciso que o coeficiente de transferência de calor por convecção seja obtido levando em consideração o diâmetro dos canais durante a nucleação das bolhas no processo de evaporação. Tendo isso em mente, Kew e Cornwell (1993) recomendam que se use o número adimensional de confinamento  $Co$ , que é a raiz quadrada do inverso do número de *Eotvos* ou o inverso do número de *Bond*, como forma de discernir os escoamentos bifásicos que envolvem macro-escalas, e os que envolvem micro-escalas. Ou seja, o número de confinamento permite avaliar a influência do tamanho dos canais nos processos onde a evaporação se encontra presente. O número de confinamento  $Co$  é definido como:

$$Co = \left[ \frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v) D_h^2} \right]^{1/2} \quad (4.32)$$

Como critério de diferenciação entre macro e micro-canais, Brauner e Ullman (2006) recomendam que se deve considerar dutos de pequeno diâmetro como micro-canais quando o número de confinamento  $Co$  for maior ou igual a 0,79. Levando estas informações em consideração, buscou-se então tratar a transferência de calor nos canais do evaporador de uma forma que os diâmetros das bolhas formadas não possuíssem a mesma ordem de grandeza do diâmetro hidráulico dos canais do trocador de calor.

No cálculo da resistência térmica  $R_{int,evap}$  e do coeficiente de transferência de calor no interior dos canais  $\alpha_{evap}$ , foi usada a correlação de Chen (1966), disponibilizada por Carey (1992), onde as contribuições da ebulição nucleada e da ebulição convectiva são adicionadas e corrigidas, pelos fatores de supressão  $S$  e de intensificação  $F$ , respectivamente.

A ebulição nucleada se encontra presente quando a diferença de temperatura entre a parede aquecida e o fluido adjacente é grande o suficiente para que bolhas de vapor sejam geradas na parede. Os locais onde as bolhas se formam são conhecidos como sítios de nucleação. O gradiente de temperatura depende fortemente das propriedades termo-físicas do fluido, assim como da estrutura e do material da superfície. A ebulição convectiva pode ser descrita como sendo a condução e a convecção de um filme de líquido na parede aquecida, seguida da evaporação da interface líquido/vapor. A resistência térmica e o coeficiente de transferência de calor relativos ao escoamento bifásico são apresentados da

seguinte forma:

$$R_{int,evap} = \frac{1}{\alpha_{evap}(N_c/2)p_c L_{evap}} \quad (4.33)$$

$$\alpha_{evap} = \alpha_{FZ}S + \alpha_{DB}F \quad (4.34)$$

Nas eqs. 4.33 e 4.34 a variável  $N_c$  é o número de canais presentes no evaporador, enquanto que  $p_c$  é o perímetro de cada canal. A parcela relativa ao coeficiente  $\alpha_{FZ}$  foi obtida da correlação *Forster-Zuber* relativa à ebulição nucleada, enquanto que na contribuição da ebulição convectiva foi usada a clássica correlação de *Dittus-Boelter*. Tais correlações, juntamente com a expressão para o cálculo do fator de supressão  $S$ , podem ser descritas como:

$$\alpha_{FZ} = 0,00122 \left( \frac{k_l^{0,79} c_{p,l}^{0,45} \rho_l^{0,49}}{\sigma_{evap}^{0,5} \mu_l^{0,29} h_{lv}^{0,24} \rho_v^{0,24}} \right) (T_{c,evap} - T_{evap})^{0,24} (P_{c,evap} - P_{evap})^{0,75} \quad (4.35)$$

$$\alpha_{DB} = 0,023 \left( \frac{k_l}{D_h} \right) \left[ \frac{G_c(1-x)D_h}{\mu_l} \right]^{0,8} Pr_l^{0,696} \quad (4.36)$$

$$S = (1 + 2,56 \times 10^{-6} Re_{bi}^{1,17})^{-1} \quad (4.37)$$

$$Re_{bi} = \left[ \frac{G_c(1-x)D_h}{\mu_l} \right] F^{1,25} \quad (4.38)$$

O fator de intensificação  $F$  deve ser calculado como base no parâmetro *Martinelli*  $X$ , de acordo com as seguintes condições:

- Para  $X^{-1} \leq 0,1$ :  $F = 1$
- Para  $X^{-1} > 0,1$ :  $F = 2,35(0,213 + 1/X)^{0,736}$

$$X = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \left( \frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,1} \quad (4.39)$$

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor no interior dos canais,  $\alpha_{evap}$ , foi considerada a temperatura de evaporação  $T_{evap}$  com um título de mesmo valor encontrado na entrada do evaporador, condizente com uma expansão isentálpica sem sub-resfriamento



na entrada do dispositivo de expansão. Na correlação de *Chen*, um título de valor baixo tende a apresentar coeficientes de transferência de calor  $\alpha_{evap}$  menores do que os encontrados com altos títulos. Portanto, o modelo apresentado aqui tende a superestimar a resistência térmica de convecção dos canais  $R_{int,evap}$ .

Deve-se perceber, na eq. 4.35, que é necessário que a temperatura superficial dos canais do evaporador  $T_{c,evap}$  seja conhecida para que o coeficiente de transferência de calor do escoamento bifásico seja obtido. Portanto, assim como no modelo dos tubos de calor, foi implementado um procedimento iterativo no cálculo do coeficiente de transferência de calor  $\alpha_{FZ}$ . Para este modelo, o procedimento iterativo é utilizado na obtenção da resistência térmica de convecção presente no canais do evaporador. O coeficiente de condutância global  $UA_{evap,alój}$  do alojamento e do evaporador foi obtido como:

$$UA_{evap,alój} = \frac{\dot{Q}_{refri}}{T_{par,c} - T_{evap}} \quad (4.40)$$

onde  $T_{par,c}$  é a temperatura superficial da região de condensação dos tubos de calor.

Finalizando a descrição do modelo do evaporador, foi realizada a estimativa da queda de pressão do fluido refrigerante ao longo do duto de saída do evaporador, por onde todo o fluido refrigerante no estado de vapor saturado escoar. Devido ao fato do duto de saída possuir 1,2 mm de diâmetro e de conter toda a vazão mássica do sistema de refrigeração, torna-se importante o cálculo da perda de carga nesta parte, para que não se tenha uma severa queda de pressão ao longo do evaporador. O cálculo da queda de pressão no duto de saída foi realizado com o auxílio das seguintes equações apresentadas por Fox e McDonald (2001):

$$\Delta P_{evap} = \rho_{ds} f_{ds} \frac{L_{evap}}{D_{ds}} \frac{v_{ds}^2}{2} \quad (4.41)$$

$$f_{ds} = [1, 82 \log(Re_{ds}) - 1, 64]^{-2} \quad (4.42)$$

$$Re_{ds} = \frac{4\dot{m}_{ref}}{\pi D_{ds} \mu_{ds}} \quad (4.43)$$

onde a viscosidade  $\mu_{ds}$  e a massa específica  $\rho_{ds}$  foram obtidas para o fluido refrigerante no estado de vapor saturado, na temperatura de evaporação de 55 °C.

## 4.5 Código Computacional

Com os modelos dos tubos de calor e do evaporador já definidos, explora-se agora a descrição de como o acoplamento entre os dois modelos foi considerado. Como pode ser visto no modelo dos tubos de calor, todo o campo de temperatura destes dispositivos depende diretamente do parâmetro  $UA_{evap,aløj}$  do modelo do evaporador. É importante frisar que esse parâmetro é o inverso da resistência térmica  $R_{ext,c}$ , incluso no modelo dos tubos de calor. Para o modelo do evaporador, todo o cálculo da troca de calor nas partes já citadas depende também da temperatura da região de condensação  $T_{par,c}$  dos tubos de calor. Portanto, há um acoplamento de natureza não-linear entre os dois meios, e novamente buscou-se uma solução iterativa para se alcançar a solução de todo o domínio.

Assim sendo, através de um valor do parâmetro  $UA_{evap,aløj}$  inicialmente arbitrado como condição de contorno, obtêm-se todos os valores das temperaturas nas diversas posições dos tubos de calor. Após esta etapa, a temperatura superficial da região de condensação  $T_{par,c}$  dos tubos de calor servirá também como condição de contorno, agora para o modelo do evaporador, resultando num novo valor do  $UA_{evap,aløj}$ . A repetição deste procedimento fará com que cada variável dos dois modelos convirja para uma única solução.

O número de iterações foi definido diretamente no código computacional que foi elaborado. Na implementação do código computacional, optou-se pelo uso do *software EES* (*Engineering equation solver*), devido à facilidade de programação, como de resolução de equações algébricas e cálculo de todas as propriedades termo-físicas dos materiais especificados. O *software EES* disponibiliza diretamente uma extensa biblioteca de cálculo das propriedades termo-físicas, de acordo com as equações de estado e com trabalhos presentes na literatura. Ainda, o *software EES* busca a solução das equações algébricas lineares e não-lineares através do método de *Newton*, e uma matriz jacobiana necessária para este tipo de método é avaliada numericamente em cada iteração. Técnicas de solução com matrizes esparsas são empregadas com a intenção de aumentar a eficiência de processamento do código computacional.

Outra grande vantagem do uso do *EES* é a possibilidade de se elaborar uma interface gráfica dos códigos criados, onde pode-se estabelecer diretamente os dados de entrada, e após o processamento do código computacional, são mostrados os dados de saída. Aproveitando essa ferramenta, fez-se uma interface gráfica simples onde o usuário pode prever o comportamento do acoplamento de todo o sistema híbrido, para diversas temperaturas de evaporação, capacidades de evaporação, e comprimento do evaporador. A Fig. 4.15 mostra em detalhe a interface gráfica do código computacional.

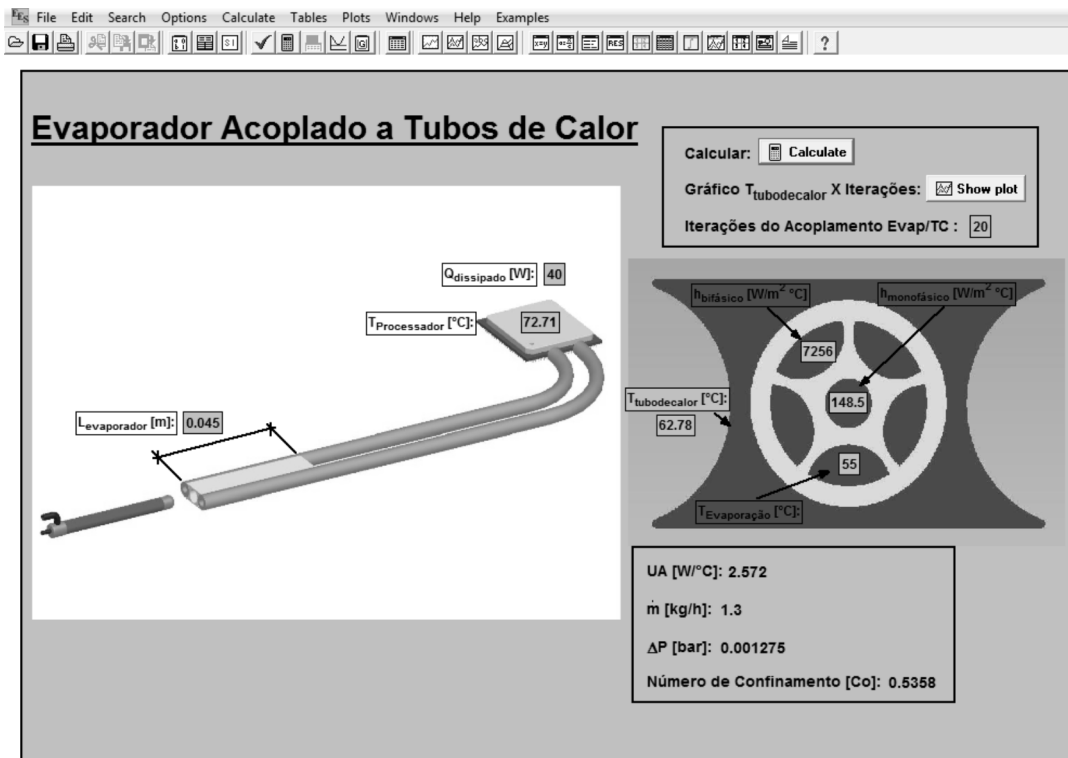


Figura 4.15: Interface gráfica do código computacional do evaporador acoplado a tubos de calor.

## 4.6 Parâmetros da Análise Experimental

Através do modelo teórico desenvolvido, foi possível estabelecer o comprimento final do evaporador, de acordo com todas as condições do sistema híbrido evaporador/tubos de calor impostas anteriormente. De uma maneira mais simplificada, estimou-se o menor comprimento do evaporador que permite que a temperatura do componente eletrônico  $T_{proc}$  se mantivesse abaixo do limite de operação de 75 °C. Todos os fatores limitantes de taxa de troca de calor dos tubos de calor foram monitorados, de forma que os dois tubos de calor presentes na aplicação final pudessem transferir toda a capacidade de refrigeração  $\dot{Q}_{refri}$  estipulada.

Com o dimensionamento do trocador de calor definido, a etapa final do projeto tratou da formulação de desenhos técnicos das diversas partes do evaporador, com a especificação dos seus ajustes e tolerâncias. Os desenhos técnicos do projeto do evaporador podem ser vistos no apêndice C. A elaboração de todo o projeto técnico possibilitou que a empresa *Embraco* fabricasse um protótipo, buscando avaliar experimentalmente esse tipo de evaporador e validar o modelo teórico elaborado. As condições dos testes do evaporador implementadas na bancada experimental foram as seguintes:

- Temperaturas de evaporação  $T_{evap}$ : 55/45 °C;

- Vazões mássicas do fluido refrigerante  $\dot{m}_{ref}$ : 0,50/1,00/1,50 kg/h;
- Taxas de transferência de calor  $\dot{Q}_{refri}$ : 30/45/60 W.

Na bancada experimental, a temperatura do fluido refrigerante na entrada do evaporador foi controlada para que fosse sempre obtido um sub-resfriamento de 2 °C, ou seja, 53 °C e 43 °C.

Durante o processamento dos resultados experimentais, o cálculo da condutância global de transferência de calor  $UA_{evap}$  para o protótipo foi realizado de forma semelhante àquele empregado nos condensadores citados anteriormente. Na comparação do modelo teórico com o protótipo fabricado, buscou-se justamente comparar os valores de  $UA_{evap,num}$  e  $UA_{evap,exp}$  do evaporador. Para a análise do evaporador, a condutância global de transferência de calor  $UA_{evap}$  foi obtido como:

$$UA_{evap} = \dot{Q}_{refri} / \Delta T_{ml} \quad (4.44)$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (4.45)$$

$$\Delta T_1 = T_{sup,evap} - T_{sai,ref} \quad (4.46)$$

$$\Delta T_2 = T_{sup,evap} - T_{ent,ref} \quad (4.47)$$

# Capítulo 5

## Bancada e Procedimento Experimental

Neste capítulo será feita uma descrição detalhada do aparato experimental preparado para as avaliações dos trocadores de calor apresentados nos capítulos anteriores. Para um melhor entendimento, a descrição da bancada experimental foi dividida em cinco tópicos: circuito do ar, circuito do fluido refrigerante, dissipadores de calor, sistema de aquisição de dados e procedimento experimental. A especificação dos equipamentos e dos instrumentos de medição utilizados na bancada é feita no apêndice *D*. Este capítulo apresentará a descrição geral da bancada experimental, onde os tópicos acima citados foram abordados em duas partes: descrição e instrumentos de medição e controle. As partes relativas à descrição apresentarão todas as características e equipamentos que garantem o pleno funcionamento da bancada, enquanto que a instrumentação compreende a descrição dos instrumentos de medição e controle necessários à realização dos testes experimentais.

### 5.1 Circuito do Ar

#### 5.1.1 Descrição

De acordo com os capítulos 3 e 4, apenas os condensadores são avaliados no túnel de vento, devido ao fato do mecanismo de retirada de calor do fluido refrigerante ser por convecção forçada. Portanto, o circuito de ar reproduz as condições térmicas e hidráulicas do ar que são encontradas nas aplicações do sistema de refrigeração miniaturizado.

O circuito em questão trata de um túnel de vento fechado e isolado termicamente. As paredes são formadas por duas chapas de aço galvanizado com espessura de 0,95 mm.

Ainda, o túnel de vento possui uma seção constante e quadrada com as dimensões de  $300 \times 300 \text{ mm}$ . Entre as chapas de aço galvanizado, foi colocada uma camada de  $150 \text{ mm}$  de lã de rocha, que possui propriedades termo-físicas adequadas para o isolamento térmico. Um adequado isolamento térmico possibilita que as perdas de calor do ar pelas paredes do túnel de vento sejam minimizadas. Na região superior do túnel de vento, que compreende a seção de testes, instalou-se uma camada interna de manta elastomérica de  $10 \text{ mm}$  com esse mesmo objetivo. O túnel de vento possui quatro portas que permitem o acesso ao seu interior. Os dutos foram construídos em forma de módulos flangeados, para facilitar a operação de montagem e desmontagem do circuito. Todas as juntas e flanges presentes no circuito do ar receberam a aplicação de silicone, para garantir uma melhor vedação e evitar vazamentos de ar. As dimensões do túnel de vento podem ser vistas no projeto do circuito do ar apresentado no apêndice *E*.

A função do túnel de vento é estabelecer uma condição fixa de teste na bancada, fazendo com que a vazão volumétrica do ar e a temperatura de entrada do condensador sejam mantidas constantes. Com esse objetivo, diversos equipamentos foram instalados no circuito do ar. Tais equipamentos estão listados a seguir, e suas respectivas posições no circuito do ar são mostrados esquematicamente na Fig. 5.1. Uma fotografia lateral do túnel de vento é mostrada na Fig. 5.2.

1. Seção de testes do condensador;
2. Ventiladores;
3. Conjunto de bocais convergentes;
4. Banho termostático;
5. Resistências elétricas;
6. Telas misturadoras de ar;
7. Rotor misturador;
8. Meio poroso.

A seção de testes consiste da seção onde o condensador é acoplado dentro do túnel de vento e possui duas placas planas de madeira, com uma placa de poliuretano expandido de  $50 \text{ mm}$  de espessura entre elas. Duas camadas de manta elastomérica em torno da placa de poliuretano completam a descrição do suporte dos condensadores. Os condensadores usados no trabalho são embutidos em peças de nylon, fabricadas sob medida, como pode ser visto na Fig. 5.3. Novamente uma manta elastomérica foi colocada entre a peça de nylon e o condensador, minimizando a perda de calor dos condensadores para a peça.

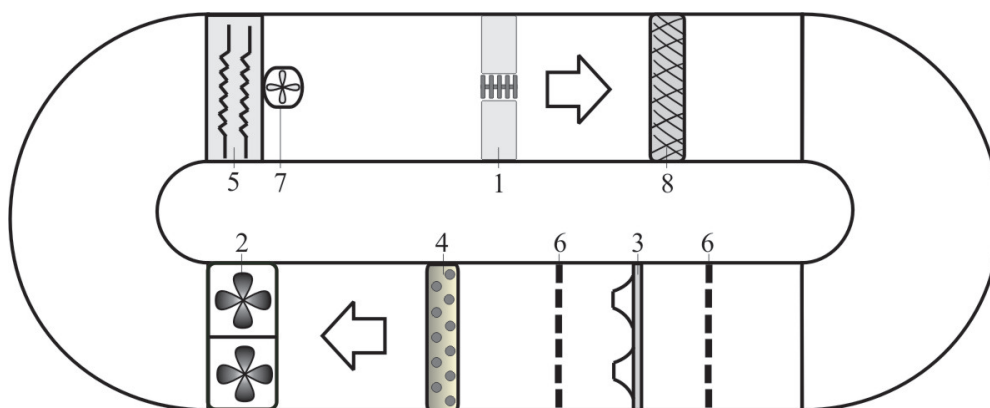


Figura 5.1: Equipamentos presentes no circuito do ar. (1) Seção de testes do condensador, (2) Ventiladores, (3) Bocais convergentes, (4) Banho termostático, (5) Resistências elétricas, (6) Telas misturadoras de ar, (7) Rotor, (8) Meio poroso.



Figura 5.2: Fotografia do circuito do ar.

Os ventiladores são responsáveis pela imposição do escoamento de ar ao longo de todo o circuito. Os ventiladores são do tipo radial e foram instalados numa configuração paralela.

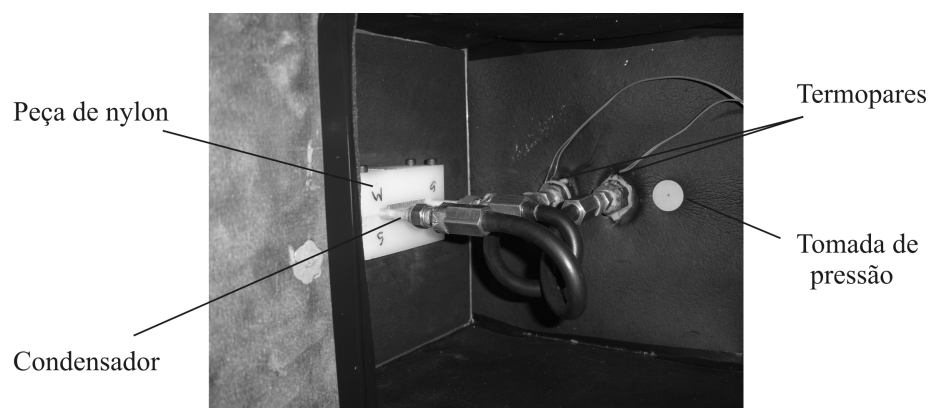


Figura 5.3: Fotografia da seção de testes do condensador.

Conforme mencionado no capítulo 3, o conjunto de bocais convergentes permite que a vazão volumétrica de ar seja obtida, de acordo com a norma ASHRAE 33 (2000). O conjunto consiste em quatro bocais com diferentes diâmetros. Os diâmetros dos bocais convergentes são: 1", 0,75", 0,5" e 0,375". A escolha dos bocais convergentes influi na confiabilidade do cálculo da vazão volumétrica de ar. Segundo a norma citada anteriormente, a velocidade do ar na garganta do bocal deve ficar entre 15  $m/s$  e 35  $m/s$ . Dessa maneira, a escolha dos bocais convergentes que ficarão abertos durante os testes experimentais depende da faixa de vazão volumétrica de ar que se deseja ao longo do túnel de vento.

Para o estabelecimento da temperatura de entrada na seção de testes do condensador, foi utilizado um banho termostático em conjunto com um banco de resistências elétricas. A função do banho termostático é resfriar a corrente de ar para que as resistências elétricas possam, em seguida, definir através do aquecimento a temperatura de entrada do ar na seção de testes. O banho termostático consiste num circuito de água com temperatura constante em conjunto com um trocador de calor tubo-aletado, presente dentro do túnel de vento. O sistema de refrigeração responsável pela manutenção da temperatura da água se encontra fora do circuito em questão. O banho termostático possui ainda uma bomba hidráulica que garante uma eficiente homogeneização da temperatura que é especificada pelo próprio equipamento. As resistências elétricas usadas para o aquecimento do ar são do tipo tubular-aletada, fabricadas com aço-carbono. Quatro resistências elétricas foram dispostas em série e instaladas na bancada experimental.

Em torno da seção de teste presente no túnel de vento, é desejável que se tenha maior uniformidade possível dos campos de velocidade e temperatura. A uniformidade das medições em cada seção é importante para a confiabilidade dos testes experimentais e é definido pela norma ASHRAE 33 (2000). De acordo com a norma, durante os



testes, exige-se uma diferença de temperatura máxima de  $0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$  entre as medições de temperatura na mesma seção do túnel de vento. Para isso, foram explorados três diferentes mecanismos que possibilitaram a uniformidade da corrente de ar.

Primeiramente, a montante e a jusante da seção dos bocais convergentes, foram utilizadas duas telas de aço perfuradas com diversos furos. Estas telas perfuradas induzem a geração de vórtices no escoamento de ar e estabelecem, dessa maneira, a advecção de quantidade de movimento e de energia necessária à uniformização das grandezas citadas. Seguindo o mesmo objetivo, foi alocado um pequeno rotor após as resistências elétricas que, através do giro de suas pás, gera uma maior movimentação da corrente de ar. Portanto, tal movimentação do ar gerada pelo rotor garante que os campos de velocidade e temperatura fiquem uniformes a montante da seção de testes. A movimentação das pás é induzida por meio de uma fonte contínua e estabilizada de  $12\text{ V}$ . Por ultimo, a jusante da seção de testes do condensador, instalou-se um meio poroso metálico que possibilitou a diminuição dos gradientes de velocidade e de temperatura.

### 5.1.2 Instrumentos de Medição e Controle

Os instrumentos de medição do túnel de vento possibilitam a medição das grandezas envolvidas na avaliação dos condensadores. Por todo o túnel de vento, três instrumentos de medição foram utilizados: termopares, transdutores de pressão diferencial e um transdutor de umidade relativa. As posições dos instrumentos de medição no túnel de vento estão mostradas esquematicamente na Fig. 5.4.

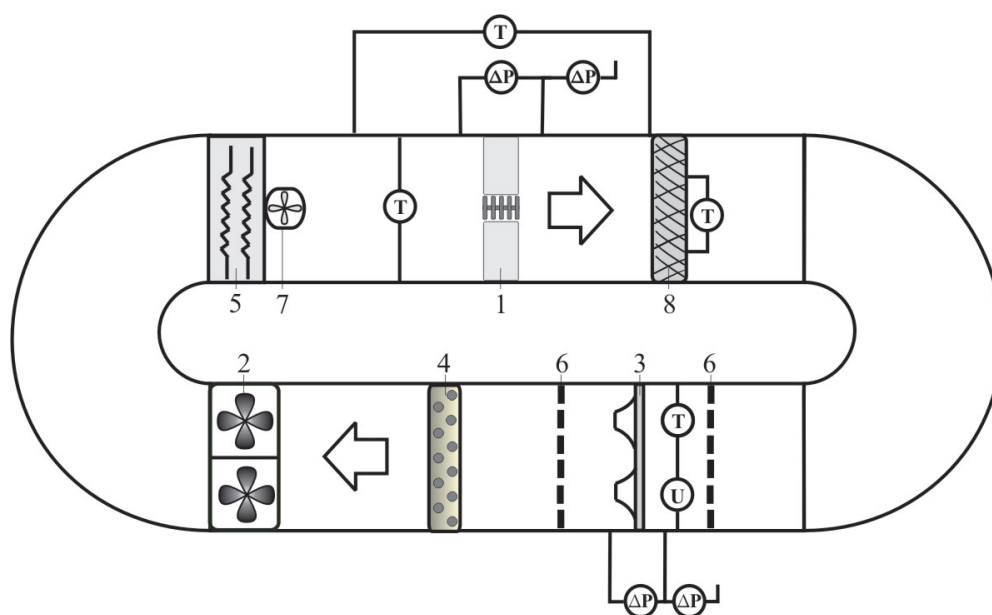


Figura 5.4: Equipamentos e instrumentos de medição instalados no circuito do ar. (T) Termopar, ( $\Delta P$ ) Transdutor de pressão diferencial, (U) transdutor de umidade.

Em relação às medições de temperatura, cinco termopares foram instalados a montante da seção de testes e a jusante do meio poroso. Dois termopares foram alocados à montante da seção dos bocais convergentes, enquanto mais três termopares foram instalados no ambiente externo ao túnel de vento. No total, utilizaram-se 15 termopares, todos do tipo *T* de bitola 24 *AWG*, construídos a partir de cabos de compensação. A medição da temperatura dos termopares é realizada por meio do sinal de tensão elétrica gerada pelo termopar e lida pelo sistema de aquisição de dados.

Os transdutores de pressão diferencial permitem que se meça a diferença de pressão estática entre duas determinadas posições. Tal instrumento de medição foi aplicado na determinação das quedas de pressão ao longo do condensador e do conjunto de bocais convergentes. Nas posições a jusante da seção de testes do condensador e na entrada dos bocais convergentes, foram instalados mais dois transdutores de pressão diferencial. Estes dois últimos, ao fazerem a medição entre o ambiente interno e externo do túnel, permitem a obtenção da pressão total do ar nas seções do túnel de vento. As tomadas de pressão consistem em pequenos orifícios perfurados nas paredes do túnel de vento, com o seu eixo perpendicular à parede do túnel. Foram instaladas três tomadas de pressão, antes e depois da seção de testes. Na seção dos bocais convergentes, foram instaladas quatro tomadas de pressão em cada lado.

Os transdutores de pressão diferencial possuem internamente diafragmas de silício, e geram sinais de corrente elétrica proporcionais à queda de pressão. Para isso, os transdutores utilizam uma fonte contínua estabilizada de 24 *V* para o fornecimento de tensão elétrica. Como o sistema de aquisição de dados não possibilita a medição de corrente elétrica diretamente, foram instalados resistores dentro dos módulos do sistema de aquisição. Tal alternativa permitiu a conversão do sinal de corrente em sinal de tensão elétrica.

O transdutor de umidade relativa aloca-se a montante da seção dos bocais convergentes. Este transdutor, junto com a medição de temperatura e com a medição da pressão total, faz com que seja possível a determinação do estado termodinâmico do ar na seção dos bocais convergentes e na seção de testes do condensador. O transdutor de umidade relativa opera com uma fonte contínua e estabilizada de 5 *V*, gerando sinais de tensão elétrica que são tratados pelo sistema de aquisição de dados.

A rotação dos ventiladores é controlada manualmente através de uma fonte de alimentação variável. Há no sistema de aquisição de dados um módulo de chaveamento eletro-mecânico, permitindo que os ventiladores operem juntos ou separados, de acordo com a necessidade de cada teste experimental. O fechamento e a abertura dos bocais convergentes escolhidos para determinado teste são realizados manualmente.

A temperatura do banho termostático é mantida constante, fazendo com que o controle

do campo de temperatura na entrada da seção de testes do condensador seja realizada pelo banco de resistências elétricas. Com esse intuito, foi implementado uma rotina de controle proporcional-derivativo-integral (PID).

## 5.2 Circuito do Fluido Refrigerante

### 5.2.1 Descrição

O circuito do fluido refrigerante se resume a um sistema de refrigeração que possui como função o estabelecimento tanto dos estados termodinâmicos na entrada dos trocadores de calor, como da vazão mássica de fluido refrigerante. Este circuito foi elaborado para que fosse possível a reprodução das condições que o fluido refrigerante encontra nas aplicações reais de um sistema de refrigeração miniaturizado. Empregou-se aqui o isobutano ( $R - 600a$ ) como fluido refrigerante.

Da forma como a bancada foi concebida, realizam-se testes experimentais dos condensadores e dos evaporadores em momentos distintos. Para isso, o circuito do fluido refrigerante possui válvulas de bloqueio e de expansão, e seus arranjos possuem a função de caracterizar cada tipo de teste experimental. As tubulações usadas na construção do circuito refrigerante possuem o diâmetro de  $1/4''$  e são feitas de cobre. Os equipamentos que fazem parte do circuito do fluido refrigerante estão listados abaixo e mostrados esquematicamente na Fig. 5.5.

1. Compressor;
2. Separador de óleo;
3. Condensador;
4. Acumulador de líquido;
5. Evaporador;
6. Medidor de vazão mássica;
7. Válvula de expansão;
8. Resistências elétricas;
9. Resistência elétrica do acumulador de líquido;
10. Válvula de bloqueio do condensador;

11. Válvula de expansão do evaporador;
12. Válvula de bloqueio do evaporador;
13. Válvula de entrada do fluido refrigerante.

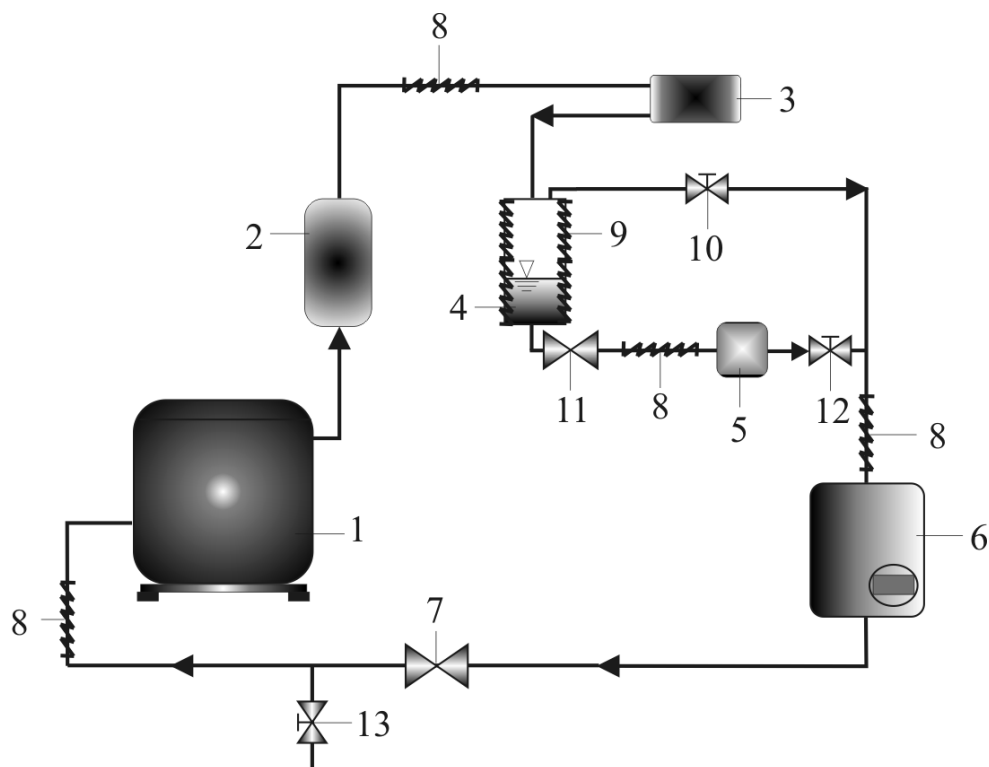


Figura 5.5: Equipamentos presentes no circuito do fluido refrigerante. (1) Compressor, (2) Separador de óleo, (3) Condensador, (4) Acumulador de líquido, (5) Evaporador, (6) Medidor de vazão mássica, (7) Válvula de expansão, (8) Resistências elétricas, (9) Resistência elétrica do acumulador de líquido, (10) Válvula de bloqueio do condensador, (11) Válvula de expansão do evaporador, (12) Válvula de bloqueio do evaporador, (13) Válvula de entrada do fluido refrigerante.

O compressor mostrado na Fig. 5.5 é um compressor de rotação variável disponível comercialmente, que bombeia o fluido refrigerante antes do fluido passar pelo separador de óleo. Após a condensação do isobutano no condensador, o fluido é descarregado no acumulador de líquido.

Para a avaliação do desempenho de condensadores, a válvula de bloqueio do condensador deve permanecer aberta, enquanto que as válvulas de bloqueio e de expansão do evaporador ficam fechadas. O contrário ocorreu quando testes experimentais do evaporador foram realizados. A válvula de expansão do evaporador foi instalada com o intuito de estabilizar o escoamento bifásico presente nos canais de um evaporador.

Após as válvulas de bloqueio, foi instalado um medidor de vazão mássica. Uma válvula de expansão do tipo agulha se encontra logo após o medidor de vazão mássica. A válvula

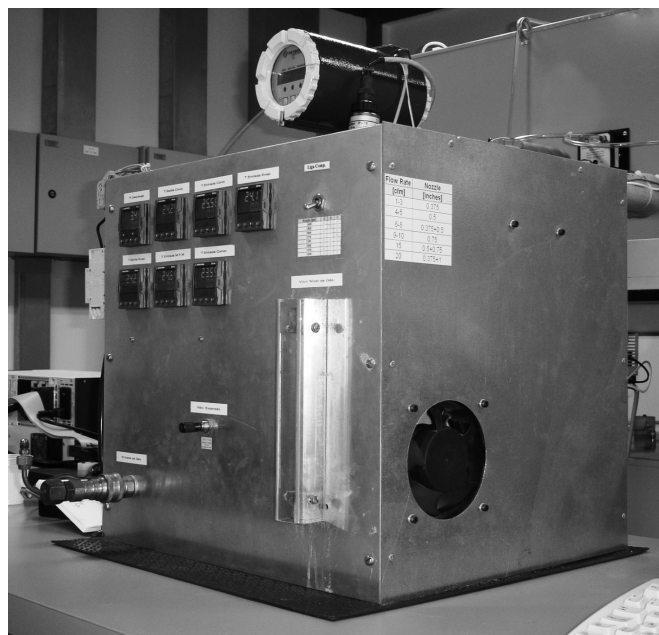


Figura 5.6: Fotografia do circuito do fluido refrigerante.

de entrada do fluido refrigerante permanece fechada durante todos os testes, só sendo aberta quando houver a necessidade de recarregar o fluido refrigerante.

A resistência elétrica do acumulador de líquido tem como objetivo estabelecer a pressão absoluta do fluido refrigerante através do aquecimento das paredes do acumulador. As demais resistências elétricas instaladas garantem que não haverá entrada de fluido refrigerante no estado líquido no condensador, no medidor de vazão mássica e na câmara de compressão do compressor. Tais resistências elétricas foram instaladas ao redor dos dutos de cobre, fornecendo o aquecimento necessário para o funcionamento da bancada experimental.

Para um melhor entendimento do circuito de fluido refrigerante, é mostrado na Fig. 5.7 o circuito em questão, com diversos pontos determinados. Tais pontos estão representados nos diagramas pressão-entalpia das Figs. 5.8 e 5.9, para os testes do condensador e do evaporador, respectivamente. Nos diagramas, foi considerada a perda de calor do fluido refrigerante nos dutos de entrada dos trocadores de calor.

### 5.2.2 Instrumentos de Medição e Controle

No circuito do fluido refrigerante, os instrumentos de controle possuem a finalidade de controlar os estados termodinâmicos do fluido nos diversos pontos do circuito, garantindo o bom funcionamento dos equipamentos instalados. Ainda, a aquisição de dados dos instrumentos de medição são fundamentais na análise dos trocadores de calor.

Os instrumentos usados nas medições do circuito de fluido refrigerante são: termopares,

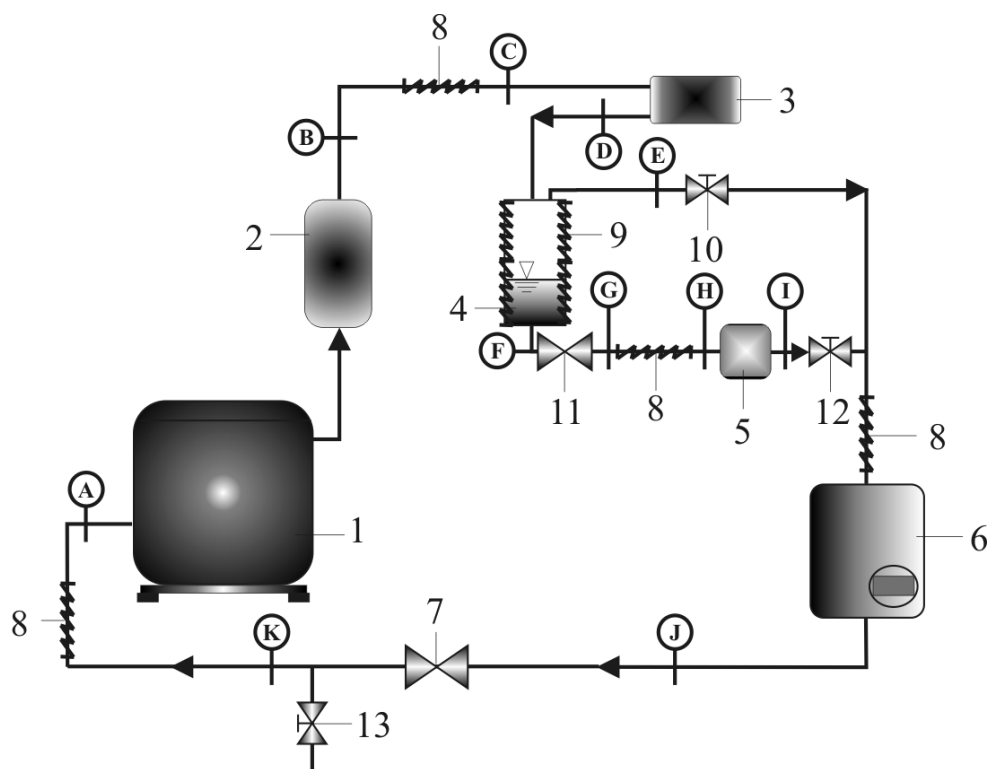


Figura 5.7: Equipamentos utilizados no circuito do fluido refrigerante com diversos pontos indicados.

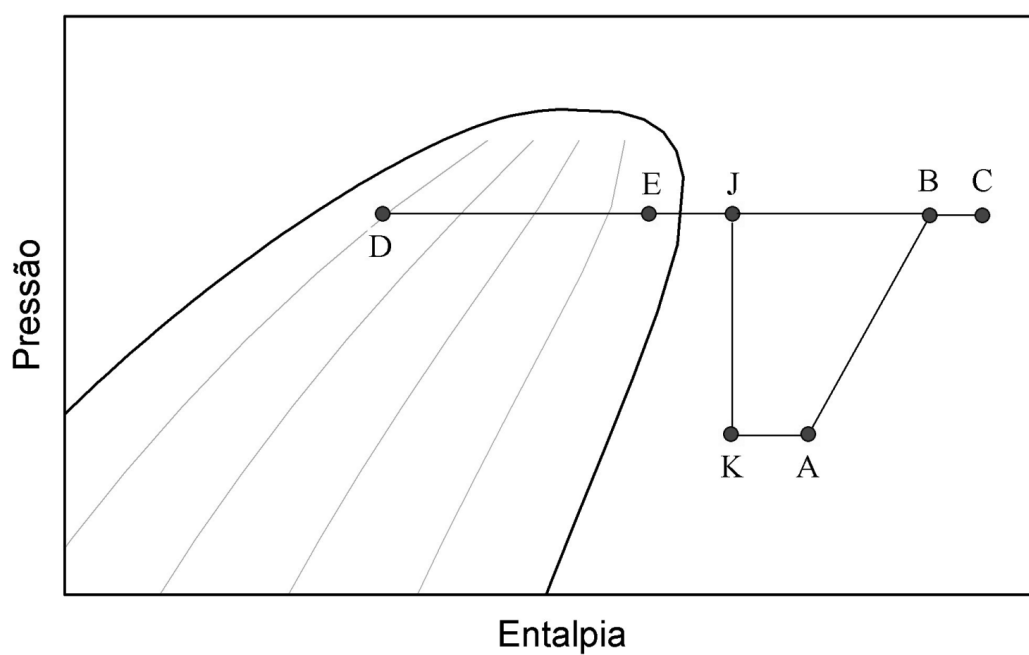


Figura 5.8: Diagrama pressão-entalpia do circuito do fluido refrigerante para testes do condensador.

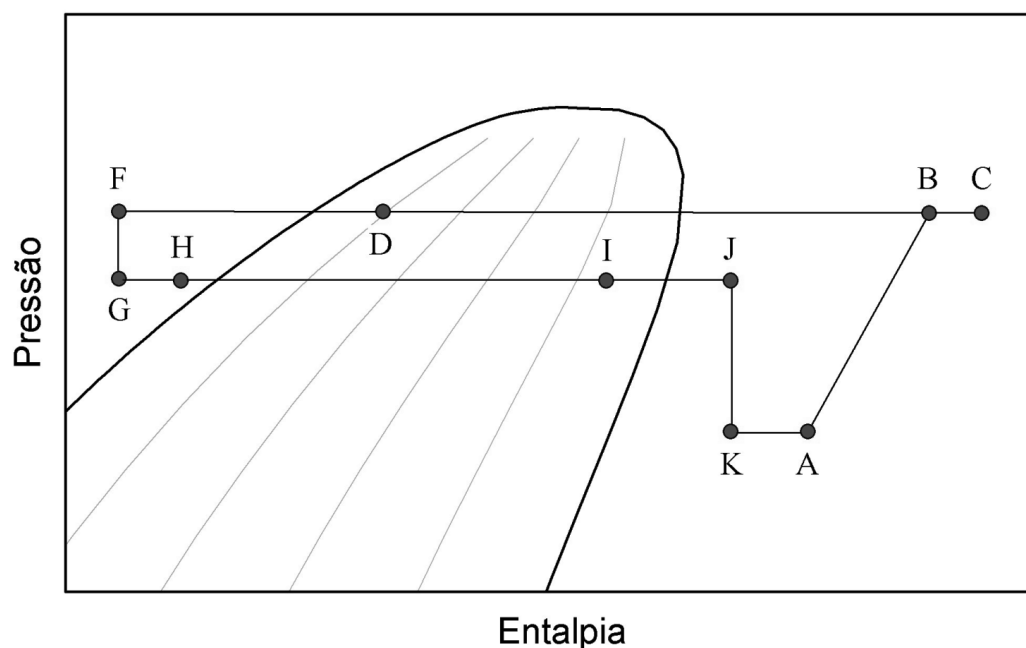


Figura 5.9: Diagrama pressão-entpia do circuito do fluido refrigerante para testes do evaporador.

termoresistências, um transdutor de pressão e um medidor de vazão mássica. As posições desses instrumentos na bancada experimental são mostrados esquematicamente na Fig. 5.10.

Os termopares estão presentes nas linhas de entrada e saída do condensador e do evaporador. Termoresistências do tipo *PT* 100 foram instaladas na linha de entrada do medidor de vazão mássica e na linha de sucção do compressor. Devido à forma como foi instalado o transdutor de pressão absoluta, este pode realizar medições tanto na entrada do condensador quanto na entrada do evaporador. A posição onde a tomada da pressão será efetuada depende das duas válvulas de bloqueio posicionadas em volta do transdutor de pressão.

O transdutor de pressão, os termopares nas linhas de entrada dos trocadores de calor e as termoresistências são conectados a microcontroladores que atuam sobre as resistências elétricas presentes no circuito de fluido refrigerante. Os microcontroladores, em conjunto com os instrumentos de medição e com as resistências elétricas, garantem a estabilização dos testes experimentais nas condições requeridas.

As medições de todos os termopares e do medidor de vazão mássica foram também realizadas pelo sistema de aquisição de dados da bancada experimental. O controle da vazão mássica disponível no circuito do fluido refrigerante é realizado manualmente, através da especificação da rotação do compressor e da abertura da válvula de expansão.

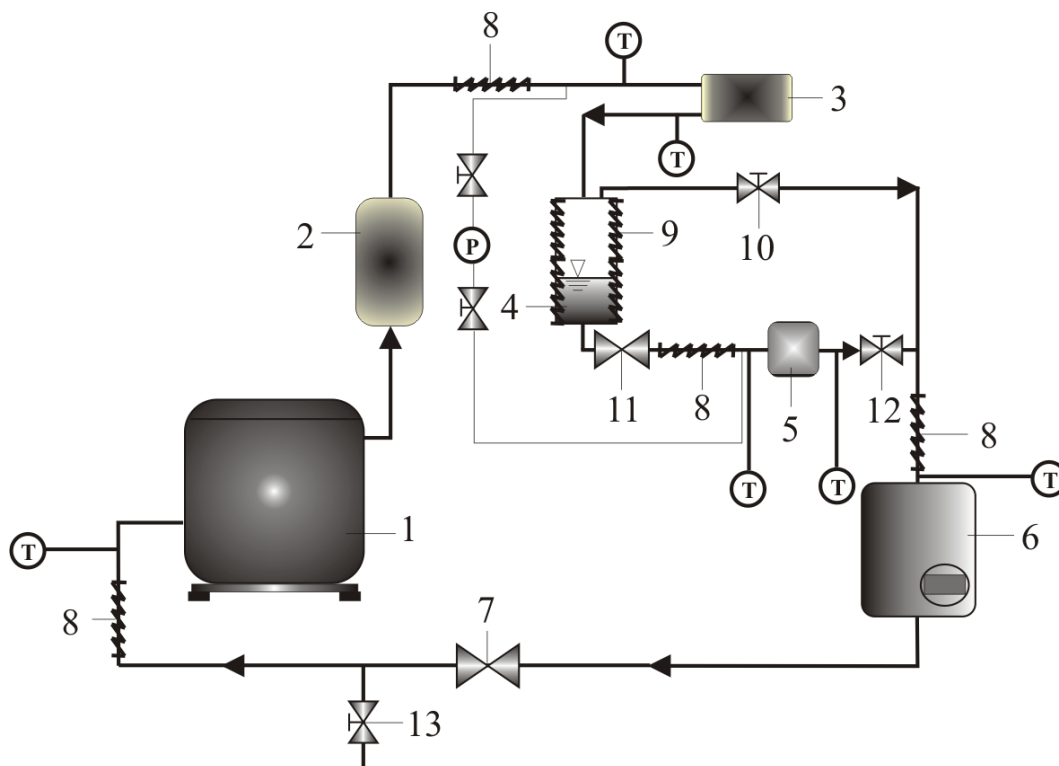


Figura 5.10: Equipamentos e instrumentos de medição instalados no circuito do fluido refrigerante. (T) Termopar, (P) Transdutor de pressão.

## 5.3 Dissipadores de Calor

### 5.3.1 Descrição

Nos testes experimentais dos evaporadores, é essencial que se tenha um dispositivo que gere calor e que o transfira por condução ao evaporador avaliado. Portanto, os dissipadores de calor têm como objetivo apenas transferir calor aos evaporadores durante a realização dos testes experimentais.

O dissipador de calor instalado na bancada experimental, usualmente chamado de veículo de testes, possui características que o assemelham a um processador com dois núcleos de processamento encontrado em computadores pessoais. O dispositivo possui três resistências elétricas que podem trabalhar separadamente ou associadas. Desse modo, o veículo de testes propicia diversas condições de aquecimento. A superfície de aquecimento do veículo de testes compreende uma área superficial de  $11 \times 8 \text{ mm}$ .

Duas resistências elétricas correspondem aos núcleos de processamento enquanto que a outra corresponde à memória *cache*, conforme visto na Fig. 5.11. Este dissipador de calor foi criado e cedido pela empresa fabricante de processadores *Intel*, e deve ser utilizado na avaliação dos evaporadores quando estes resfriam processadores.



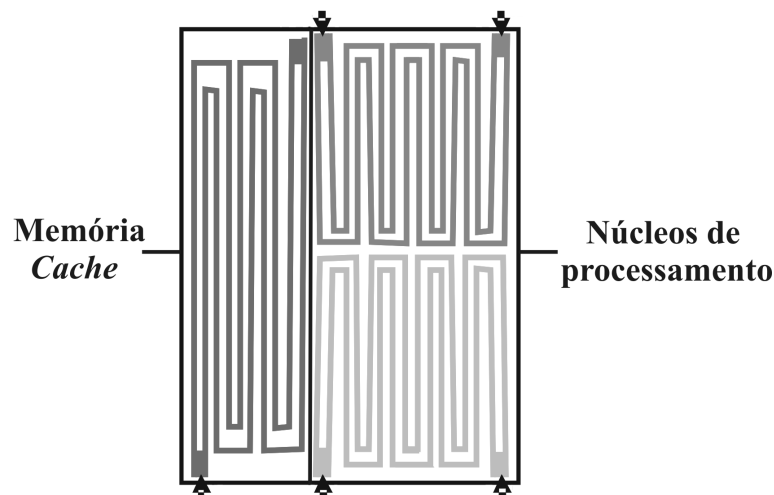


Figura 5.11: Resistências elétricas do dissipador de calor que representam os componentes internos de um processador.

O dissipador de calor utilizado nos testes experimentais do evaporador que opera com tubos de calor pode ser visto esquematicamente na Fig. 5.12. Este aparato foi criado com o propósito de avaliar experimentalmente o evaporador que, na aplicação aqui explorada, deve ser acoplado a tubos de calor. As resistências elétricas tubulares (3) possuem o papel de fornecer calor para o lugar onde o evaporador fica alocado (4), fazendo as vezes da região de condensação dos tubos de calor. Tais resistências elétricas possuem 6 mm de diâmetro, assim como o diâmetro externo dos tubos de calor citados no capítulo 3.

O espaçamento entre as resistências elétricas é a mesma presente na configuração dos tubos de calor. O bloco (2), onde as resistências foram inseridas, foi fabricado usando alumínio como material e possui as dimensões de  $10 \times 22 \times 50$  mm. O furo circular onde o evaporador foi introduzido possui dois rasgos de chaveira que foram fabricados com o intuito de facilitar a passagem dos fios dos termopares. Completando, o bloco externo (1) garante todo o isolamento térmico do aparato, minimizando as perdas de calor para o ambiente externo. Este bloco externo mostrado na Fig. 5.12 foi feito de poliuretano expandido.

### 5.3.2 Instrumentos de Medição e Controle

O veículo de testes possui internamente 15 termoresistências para a medição de temperatura, depositadas na área superficial do dissipador de calor. Na medições das termoresistências, foi implementada no sistema de aquisição de dados da bancada

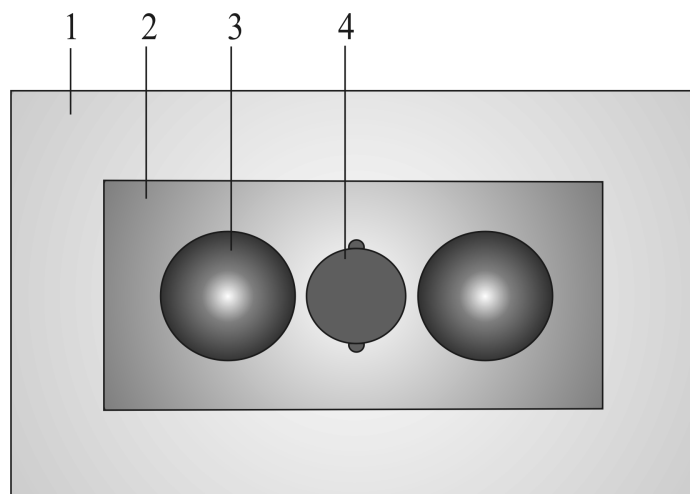


Figura 5.12: Desenho esquemático do dissipador de calor que faz as vezes dos tubos de calor. (1) Bloco isolante, (2) Bloco de alumínio, (3) Resistência elétrica, (4) Evaporador.

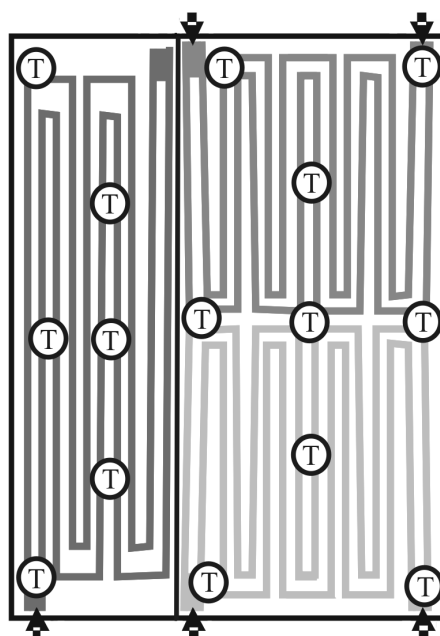


Figura 5.13: Termoresistências instaladas no veículo de testes.

experimental a técnica de medição a quatro fios, garantindo maior exatidão nas medições. As posições de todas as termoresistências presentes no dissipador de calor são apresentadas na Fig. 5.13. Todas as termoresistências estão representadas pela letra  $T$ .

Para o fornecimento de energia elétrica ao veículo de testes, é necessário o uso de uma fonte de alimentação variável. Logo, a taxa de dissipação de calor é controlada manualmente, através da tensão elétrica fornecida pela fonte de alimentação.

Para a medição da taxa de dissipação de calor do equipamento em questão, mediram-se a tensão e a corrente elétrica aplicadas pela fonte de alimentação. Para a medição da corrente elétrica, novamente foi usada uma resistência elétrica de valor conhecido, chamada usualmente de *shunt*. Através da queda de tensão elétrica gerada pelo *shunt*, calcula-se a corrente elétrica que passa pelo dissipador de calor. Desta forma, é possível se obter a taxa de dissipação de calor através do produto entre a tensão e a corrente elétrica aplicadas pela fonte de alimentação. Devido aos altos níveis de corrente elétrica encontrados nesta aplicação, não foi possível a conversão do sinal de corrente em sinal de tensão elétrica diretamente pelo sistema de aquisição de dados.

Para a aquisição dos sinais gerados pelas termoresistências e para o controle da potência dissipada pelo veículo de testes, terminais elétricos foram instalados numa placa de silício onde o dissipador de calor se encontra. A Fig. 5.14 descreve esquematicamente a placa com o veículo de testes e com os terminais de medição e controle.

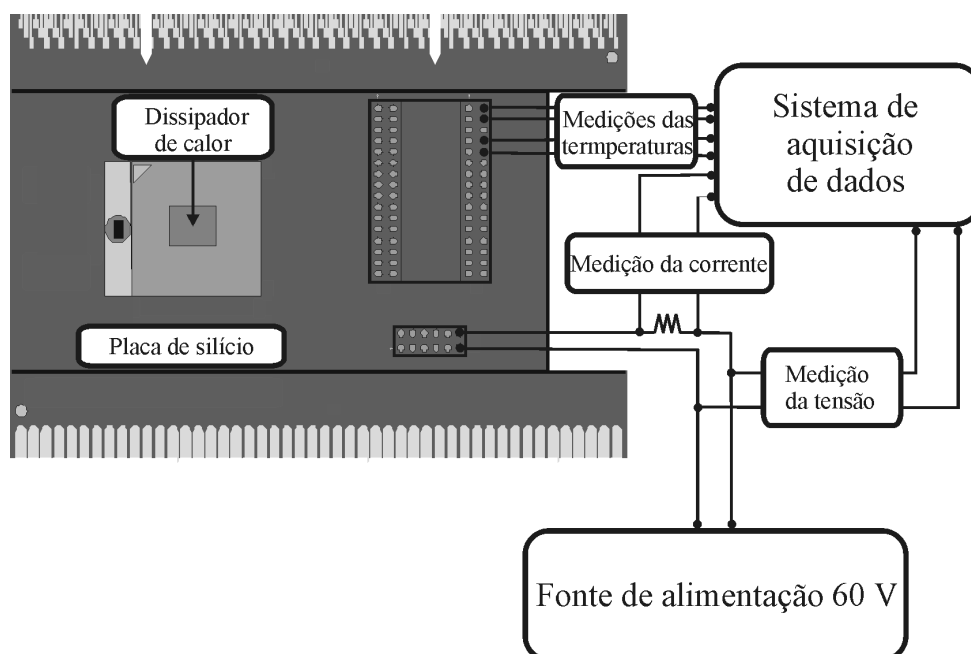


Figura 5.14: Medições e controle do veículo de testes.

Com relação ao dissipador de calor que simula os tubos de calor, as resistências elétricas são controladas através da variação da tensão elétrica disponibilizada por um transformador. Para isso, tais resistências elétricas são necessariamente alimentadas por

corrente elétrica alternada.

A potência dissipada pelas duas resistências elétricas é medida através de um transdutor de potência, gerando sinais de tensão que são adquiridos pelo sistema de aquisição de dados da bancada experimental. O fato de ser usada corrente do tipo alternada na alimentação das resistências elétricas torna viável a medição direta da potência dissipada, ao contrário do veículo de testes que é alimentado por corrente do tipo contínua. O controle da potência dissipada pelo dissipador de calor é feito manualmente, através da tensão elétrica fornecida às resistências elétricas.

Finalizando, quatro termopares do tipo  $T$ , de bitola 36 *AWG*, foram instalados diretamente na superfície do evaporador. Cada rasgo de chaveta possibilitou que os fios de dois termopares passassem em direção ao sistema de aquisição de dados.

## 5.4 Sistema de Aquisição de Dados

Os sinais gerados pelos instrumentos de medição que fazem parte da bancada experimental precisam ser coletados por um sistema de aquisição de dados. A bancada possui um sistema de aquisição de dados do fabricante *National Instruments*, conhecido por *SCXI* (*High-Performance Signal Conditioning*).

Este sistema consiste numa estrutura de suporte que aloca diversos módulos de condicionamento de sinais elétricos que amplificam, filtram, isolam e multiplexam sinais analógicos vindos dos transdutores utilizados. Dessa maneira, cada transdutor possui um próprio módulo de condicionamento de sinais, de acordo com a natureza do sinal elétrico (sinal de tensão, sinal de corrente, resistências a quatro fios, etc). O sistema de aquisição *SCXI* é recomendado para medições que requerem uma alta taxa de aquisição.

Completando, para a aquisição dos sinais no computador, foi instalada uma placa de conversão de sinal analógico-digital de 16 bits, com uma taxa de aquisição de  $1,25 \times 10^6$  amostras por segundo, garantindo uma grande acurácia com altas taxas de aquisição.

O tratamento dos sinais elétricos dos instrumentos de medição, o controle das resistências elétricas e o controle do acionamento dos ventiladores foram realizados pelo *software* de aquisição de dados *Labview*, promovendo uma programação gráfica com o mesmo desempenho e flexibilidade de uma linguagem de programação comum. Esta ferramenta se encontra disponível para testes, medições, aquisição de dados, análise e controle de equipamentos.

As interfaces gráficas do programa podem ser vistas nas figuras a seguir. A configuração dos testes, as medições presentes no circuito do ar e o diagrama de bloco do programa são mostradas, respectivamente, na Figs. 5.15, 5.16 e 5.17.

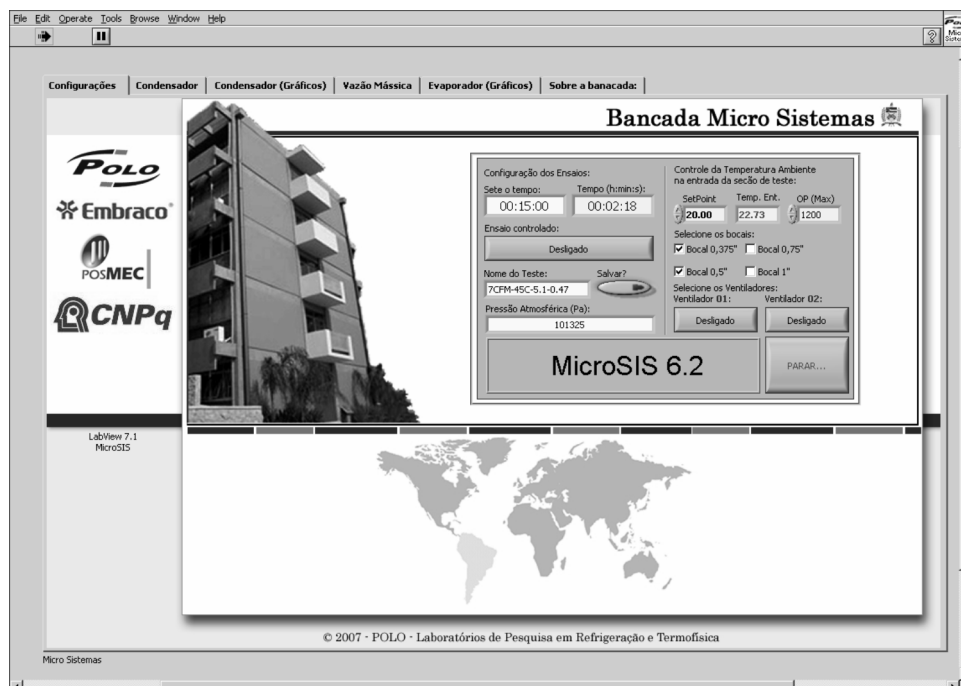


Figura 5.15: Interface gráfica do controle no programa de aquisição de dados.

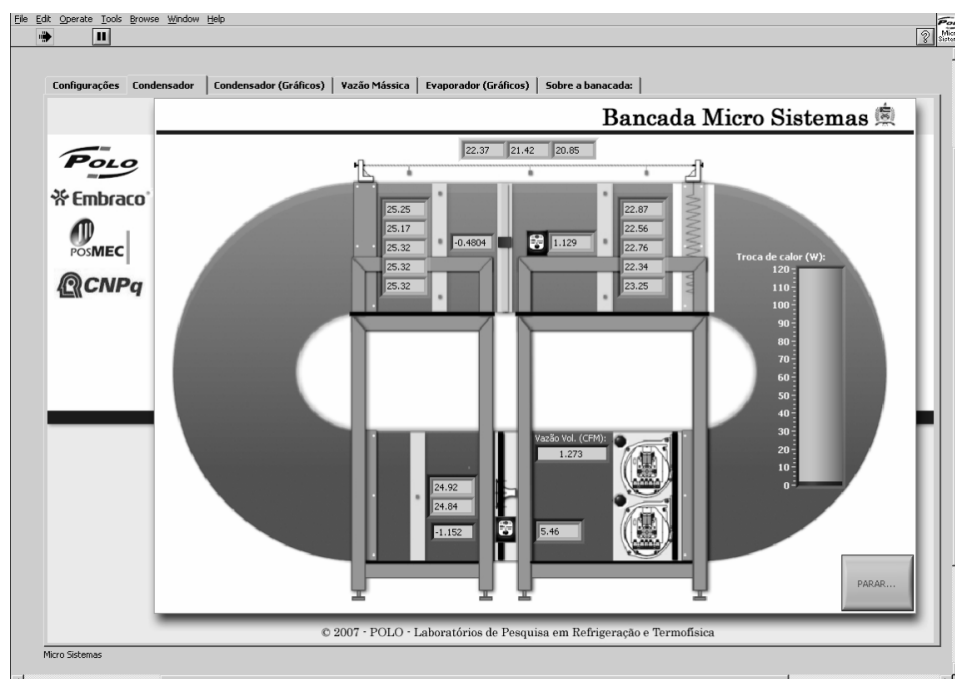


Figura 5.16: Interface gráfica das medições do circuito do ar no programa de aquisição de dados.

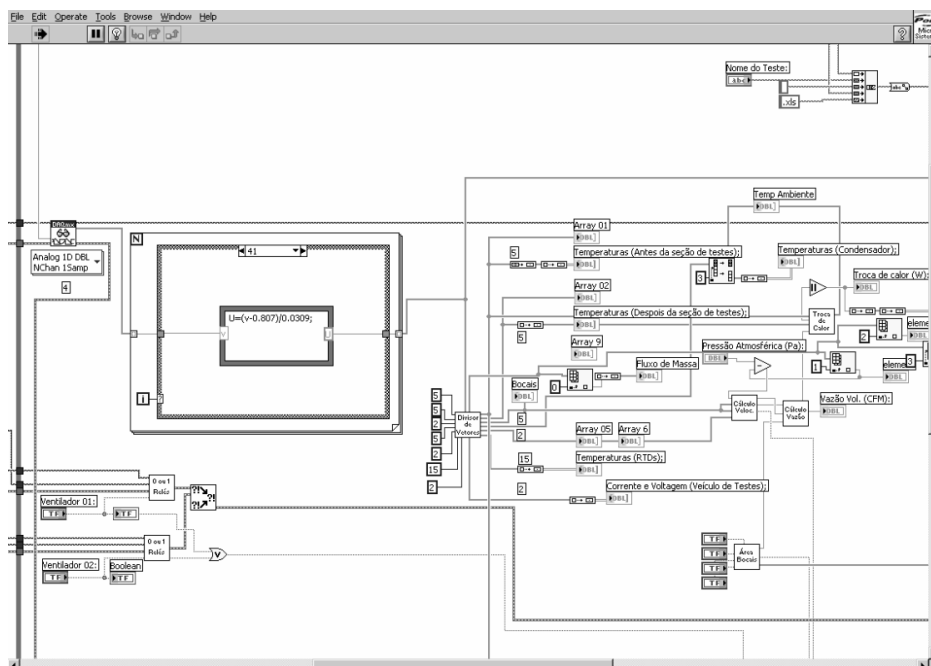


Figura 5.17: Interface gráfica do diagrama de bloco do programa de aquisição de dados.

O programa de aquisição de dados permite que seja imposta a frequência com que as medições de todos os instrumentos devem ocorrer. Tendo isso em vista, foi arbitrada uma frequência de aproximadamente 3  $Hz$ . Logo, a cada segundo, foram realizadas 3 medições distintas do mesmo instrumento. Após a estabilização dos testes, as medições foram adquiridas num intervalo de 15 minutos.

## 5.5 Procedimento Experimental

O procedimento experimental usado no levantamento dos dados experimentais segue etapas que serão descritas a seguir. Inicialmente, toda parte elétrica da bancada experimental é ligada e as portas de acesso são monitoradas para garantir que não haja vazamento de ar para o ambiente externo. Posteriormente, é escolhida a configuração dos bocais adequados à vazão volumétrica do ar e o valor zero dos transdutores de pressão diferenciais e do medidor de vazão mássica são estabelecidos. Com o pleno funcionamento do sistema de aquisição de dados, os ventiladores são ligados e a vazão volumétrica do ar é controlada pela fonte de alimentação variável. A temperatura do ar a montante do condensador é definida no *software Labview* e o banho termostático é ligado.

Depois do funcionamento do circuito do ar, parte-se agora para o ligamento do circuito do fluido refrigerante. A abertura e fechamento das válvulas de bloqueio são realizados de acordo com o tipo de trocador de calor testado. Em seguida, o compressor é ligado e todos os microcontroladores são ajustados. Um microcontrolador controla a pressão do

Tabela 5.1: Critérios de estabilização das variáveis presentes nos testes experimentais

Variável	Desvio em relação ao valor nominal
$\dot{V}$	$\pm 5 \%$
$\dot{m}$	$\pm 5 \%$
$\dot{Q}$	$\pm 5 \%$
$P$	$\pm 1 \text{ kPa}$
$T$	$\pm 0,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$

fluido refrigerante na entrada do trocador de calor através do aquecimento no acumulador de líquido. Este microcontrolador é ajustado numa pressão igual à pressão de saturação do trocador de calor. A temperatura do fluido refrigerante na entrada do trocador de calor também é controlada, mantendo-se sempre  $2 \text{ }^{\circ}\text{C}$  acima ou abaixo da temperatura de saturação, dependendo do tipo de trocador de calor. A temperatura na entrada do compressor é ajustada sempre em  $32 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , enquanto que a temperatura na entrada do medidor de vazão mássica é ajustada sempre  $5 \text{ }^{\circ}\text{C}$  acima da temperatura de saturação. A vazão mássica do fluido refrigerante é então controlada pelo ajuste da frequência do compressor e pela abertura da válvula de expansão.

São necessárias 2 horas para a estabilização térmica da bancada experimental. Considera-se que a estabilização térmica foi estabelecida quando todos os critérios citados anteriormente foram alcançados. Tais critérios são monitorados pelo sistema de aquisição de dados e pelos microcontroladores. Em seguida, o sistema de aquisição de dados realiza medições por um período de 15 minutos, obtendo aproximadamente 2700 medições para cada instrumento de medição. Todas as medições realizadas neste período são salvas em um arquivo de dados.

O processamento do arquivo de dados permite que se obtenha a média e o desvio padrão das medições. Estas informações são passadas à outro arquivo criado no *software EES*, onde foram efetuados os cálculos da análise dos trocadores de calor, o cálculo das incertezas de medição e a formação dos gráficos.

Para que todos os testes experimentais sejam devidamente estabelecidos como regime permanente, vários critérios de estabilização foram aplicados. Estes critérios foram estipulados de acordo com a norma ASHRAE 33 (2000) e com a experiência adquirida na operação da bancada experimental. A tabela 5.1 mostra os desvios aceitáveis das variáveis de medição.

Ainda, a norma ASHRAE 33 (2000) cita os seguintes critérios de estabilização para a medição das temperaturas presentes no circuito do ar:

- As medições de temperatura na seção a jusante da seção de testes não pode variar entre si mais do que  $0,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ;

- As medições de temperatura na seção a montante da seção de testes não podem ser diferentes da temperatura média da seção em mais do que  $1,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ .



# Capítulo 6

## Resultados e Discussões

Neste capítulo serão apresentados os resultados experimentais e numéricos dos trocadores de calor descritos anteriormente nos capítulos 3 e 4. Inicialmente, serão apresentados os dados experimentais referentes aos condensadores aletados com micro-canais. Em seguida, uma análise do desempenho dos condensadores com meios porosos e micro-canais será realizada. Na sequência, serão apresentados os resultados numéricos e experimentais do evaporador acoplado a tubos de calor.

Os condensadores aletados com micro-canais, feitos de alumínio, foram inseridos na seção de testes do circuito do ar na bancada experimental, para a avaliação da transferência de calor e da queda de pressão em cada protótipo. As características das aletas ventiladas foram variadas e analisadas através dos dados experimentais obtidos.

Da mesma forma, os condensadores com meios porosos utilizaram o circuito do ar da bancada experimental, possibilitando a análise dos parâmetros geométricos dos meios porosos e a relação do desempenho de um condensador aletado com os condensadores com meios porosos. Este estudo deseja verificar a viabilidade do uso de meios porosos nas condições de trabalho de um sistema de refrigeração miniaturizado.

Completando os testes experimentais, o evaporador foi conectado ao dissipador de calor que possui a mesma forma física dos tubos de calor apresentados no acoplamento do sistema híbrido evaporador/tubos de calor. Estes testes experimentais têm como objetivo avaliar o efeito da temperatura de evaporação, da vazão mássica de fluido refrigerante, e da potência térmica fornecida ao evaporador no coeficiente global de transferência de calor do evaporador. A validação do modelo desenvolvido na definição do comprimento total do evaporador também foi realizada com o auxílio dos resultados obtidos na bancada experimental. A análise das incertezas de medição foram realizadas, e suas etapas estão descritas em detalhe no apêndice *F*.

## 6.1 Condensadores Aletados com Micro-canais

Conforme já foi dito, os condensadores miniaturizados com aletas ventiladas foram avaliados na bancada experimental, sob várias condições. A descrição das condições de cada teste pode ser vista na tabela 6.1 a seguir. Ao todo foram realizados testes com nove condições diferentes, com a repetição de cada condição. Portanto, foram realizados dezoito testes experimentais para cada condensador aletados com micro-canais, resultando num total de 108 testes.

Tabela 6.1: Condições dos testes experimentais dos condensadores aletados com micro-canais.

$T_{cond}$ [°C]	$\dot{V}_{ar}$ [ $\times 10^{-3} m^3/s$ ]	$\dot{m}_{ref}$ [kg/h]	$T_{ar,ent}$ [°C]
45	1,4	0,40	25
45	2,3	0,40	25
45	3,3	0,40	25
45	1,4	0,47	25
45	2,3	0,47	25
45	3,3	0,47	25
90	1,4	1,05	50
90	2,3	1,05	50
90	3,3	1,05	50

Os ensaios experimentais foram realizados tanto com a intenção de verificar a possibilidade do uso do alumínio na confecção dos condensadores miniaturizados, como de analisar a variação dos dados geométricos das aletas ventiladas, a saber: altura, comprimento e número de conjunto de aletas.

A influência da altura da aleta foi verificada através da comparação entre os protótipos  $A/B$  e  $C/D$ . Para a análise do comprimento, deve-se comparar os condensadores  $A/F$  e  $C/E$ , e para a análise da quantidade de conjunto de aletas,  $B/C$  e  $A/D$ . Para a análise das características geométricas das aletas ventiladas, optou-se por apresentar em destaque os resultados obtidos com a temperatura de saturação mantida em 90 °C. Os resultados obtidos nas outras condições de teste serão descritos em seguida.

Os resultados referentes a queda de pressão podem ser vistos nas Figs. 6.1 e 6.2. As características de cada aleta estão descritas na tabela 3.1. Na Fig. 6.1, ao comparar o condensador  $A$  com o condensador  $B$ , pode-se ver que o primeiro apresenta maior perda de carga para todas as vazões volumétricas do ar. Da mesma forma, o condensador  $D$  apresentou maior queda de pressão que o condensador  $C$ , mostrando que a variação de altura das aletas de 5 mm para 7,5 mm reduz a queda de pressão ao longo dos condensadores.

Para que se conheça a influência que a quantidade de conjunto de aletas possui sobre

a queda de pressão do ar nos condensadores, deve-se notar que o condensador *A* gera uma queda de pressão consideravelmente menor que o condensador *D*, assim como o condensador *B* gera uma menor perda de carga que o condensador *C*. Portanto, fica claro que a quantidade de conjunto de aletas influencia drasticamente na queda de pressão dos protótipos. A queda de pressão foi menor nos condensadores com dois conjuntos de aletas do que nos condensadores com apenas um conjunto de aletas.

Em relação ao comprimento das aletas, pode-se verificar que o seu efeito na queda de pressão praticamente inexistente, se comparar os dados dos condensadores *A* e *F*, na Fig. 6.2. Mas, ao se comparar os condensadores *C* e *E*, nota-se que o condensador que possui o maior comprimento das aletas, *C*, apresenta maior queda de pressão que o condensador *E*. O fato de o condensador *F* promover uma queda de pressão similar ao condensador *A* gera o questionamento de que algo possa ter deformado as aletas do condensador *F*.

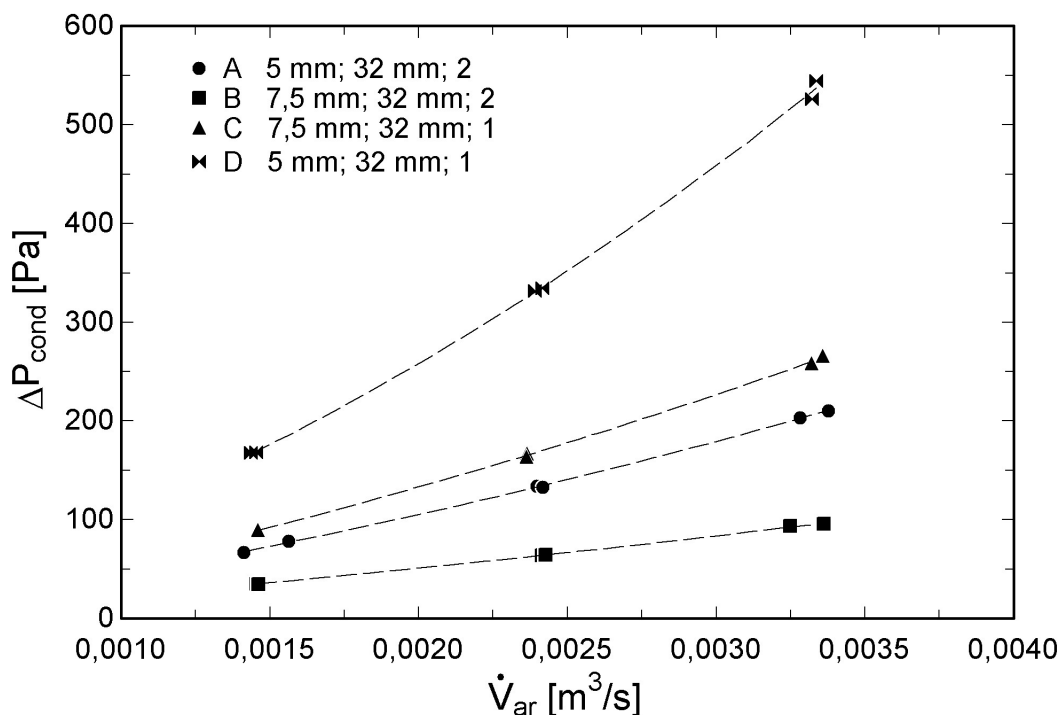


Figura 6.1: Gráfico da influência da altura das aletas e da quantidade de conjuntos de aletas na queda de pressão dos condensadores aletados com micro-canais, para  $T_{cond} = 90$  °C,  $\dot{m}_{ref} = 1,05$  kg/h e  $T_{ar,ent} = 50$  °C.

Foi notado que a queda de pressão ao longo dos condensadores possui relação direta com a área de face dos mesmos, por onde o ar escoar. Uma maior altura de aleta e dois conjuntos de aletas geram uma maior área de passagem do ar, e como a vazão volumétrica foi controlada em torno dos mesmos valores, uma menor velocidade média da corrente de ar foi obtida. Esses menores níveis de velocidade fizeram com que se tenha uma menor queda de pressão nos condensadores com maiores áreas de face.

Nos condensadores com dois conjuntos de aletas, a velocidade média do ar em torno

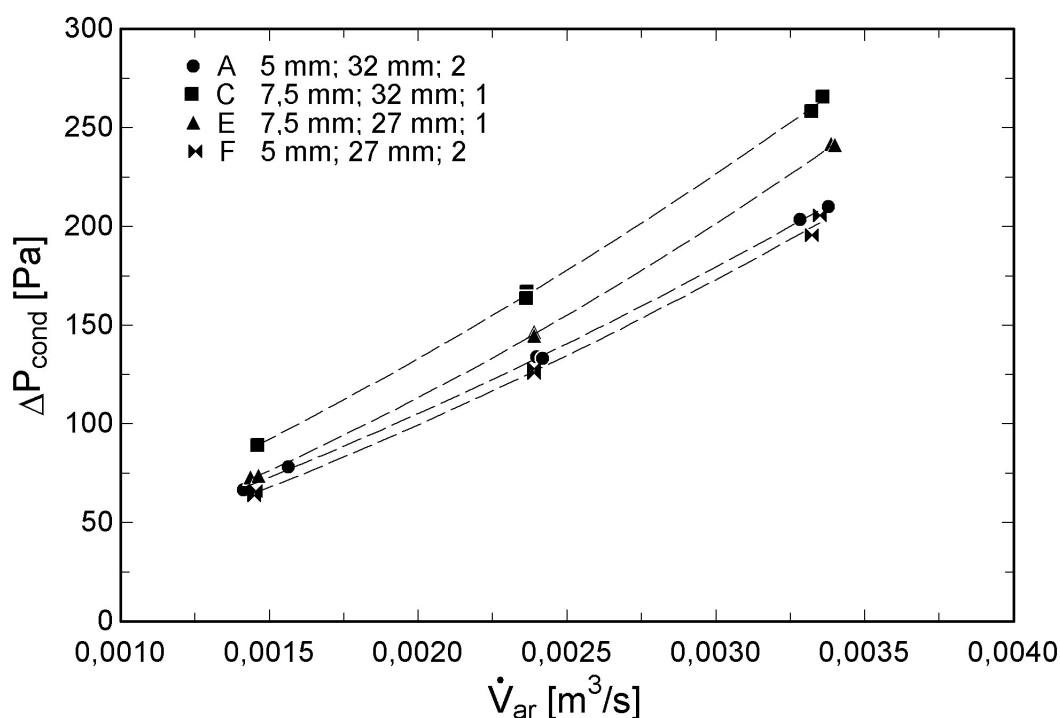


Figura 6.2: Gráfico da influência do comprimento das aletas na queda de pressão dos condensadores aletados com micro-canais, para  $T_{cond} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $\dot{m}_{ref} = 1,05\text{ kg/h}$  e  $T_{ar,ent} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

das aletas é baixa o suficiente para não ser notado o efeito do acréscimo do comprimento das aletas. Entretanto, para os condensadores com um conjunto de aletas, o acréscimo do comprimento das aletas faz com que se obtenha um aumento na queda de pressão dos condensadores.

Os resultados do fator de atrito dos protótipos em função do número de *Reynolds* podem ser vistos nas Figs. 6.3 e 6.4. Fica claro nas duas figuras que o fator de atrito de todos os condensadores diminui com o aumento do número de *Reynolds*. Ainda, percebe-se na Fig. 6.3 que, para o mesmo número de *Reynolds*, os condensadores que apresentam os menores fatores de atrito são os condensadores que possuem aletas com a maior altura. Isto pode ser verificado através da relação entre os condensadores *A* e *B*, e entre os condensadores *C* e *D*.

Vendo os pontos experimentais dos condensadores *B* e *C* na Fig. 6.3, pode-se ver que tais condensadores apresentam praticamente a mesma tendência. Este fato mostra que a quantidade de conjunto de aletas não exerce qualquer influência sobre o fator de atrito dos condensadores testados. A mesma conclusão pode ser obtida pela análise dos pontos experimentais dos condensadores *A* e *D*.

Na Fig. 6.4, pode-se verificar que os valores do fator de atrito apresentados pelo condensador *C* e pelo condensador *E* são praticamente os mesmos. Considerando agora

os valores do fator de atrito dos condensadores  $A$  e  $F$ , percebe-se de maneira inesperada que o condensador  $F$  apresenta maior fator de atrito, para o mesmo número de *Reynolds*. Estes dados reforçam a idéia de que as aletas do condensador  $F$  possam ter sofrido algum tipo de deformação.

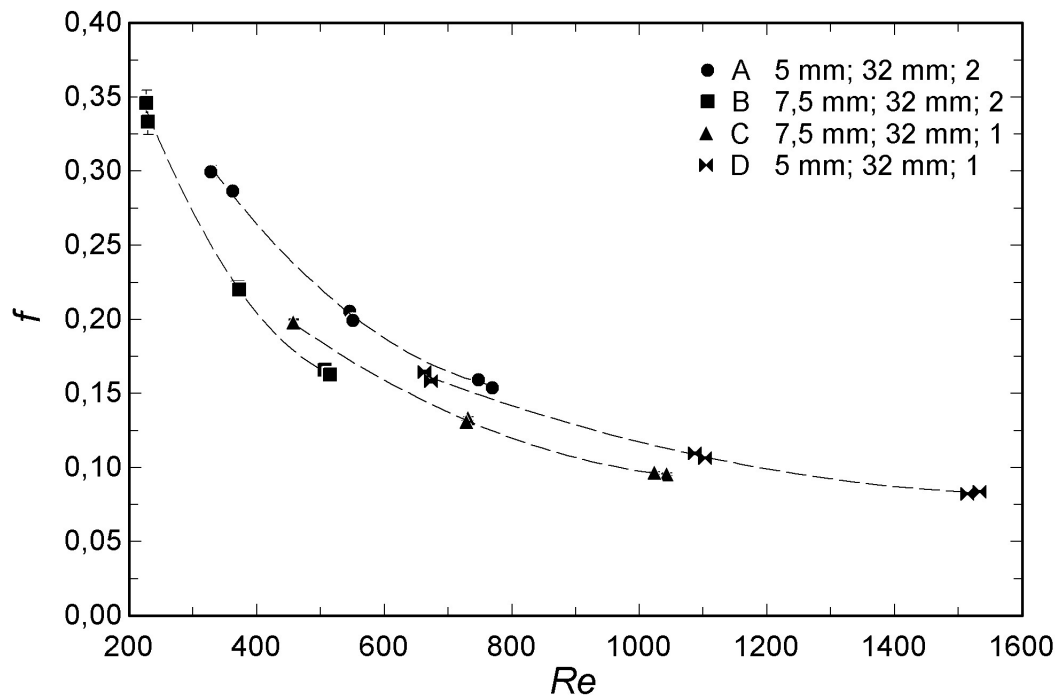


Figura 6.3: Gráfico da influência da altura das aletas e da quantidade de conjuntos de aletas no fator de atrito dos condensadores aletados com micro-canais, para  $T_{cond} = 90$  °C,  $\dot{m}_{ref} = 1,05$  kg/h e  $T_{ar,ent} = 50$  °C.

Como foi estabelecida uma vazão volumétrica do ar constante para todos os testes experimentais, a faixa dos números de *Reynolds* são diferentes para cada protótipo, conforme pode ser visto nos gráficos das Figs. 6.3 e 6.4.

As Figs. 6.5 e 6.6 descrevem a taxa de troca de calor realizada pelos condensadores para diferentes vazões volumétricas do ar. Percebe-se que a taxa de transferência de calor aumenta à medida que a vazão volumétrica do ar aumenta, conforme o esperado.

Para a análise do efeito da altura das aletas, novamente se compararam os condensadores  $A$  e  $B$ , e os condensadores  $C$  e  $D$ . Como pode ser visto na Fig. 6.5, a variação da altura da aleta de 5 mm para 7,5 mm não exerceu qualquer influência na taxa de transferência de calor dos condensadores. Desse modo, conclui-se que a eficiência das aletas já atingiu o seu limite nos condensadores com menor altura das aletas.

Entretanto, pode-se constatar que há uma influência da quantidade de conjunto de aletas na taxa de troca de calor dos condensadores, através da comparação dos pontos experimentais dos condensadores de  $B$  e  $C$ , e dos condensadores  $A$  e  $D$ . Os condensadores

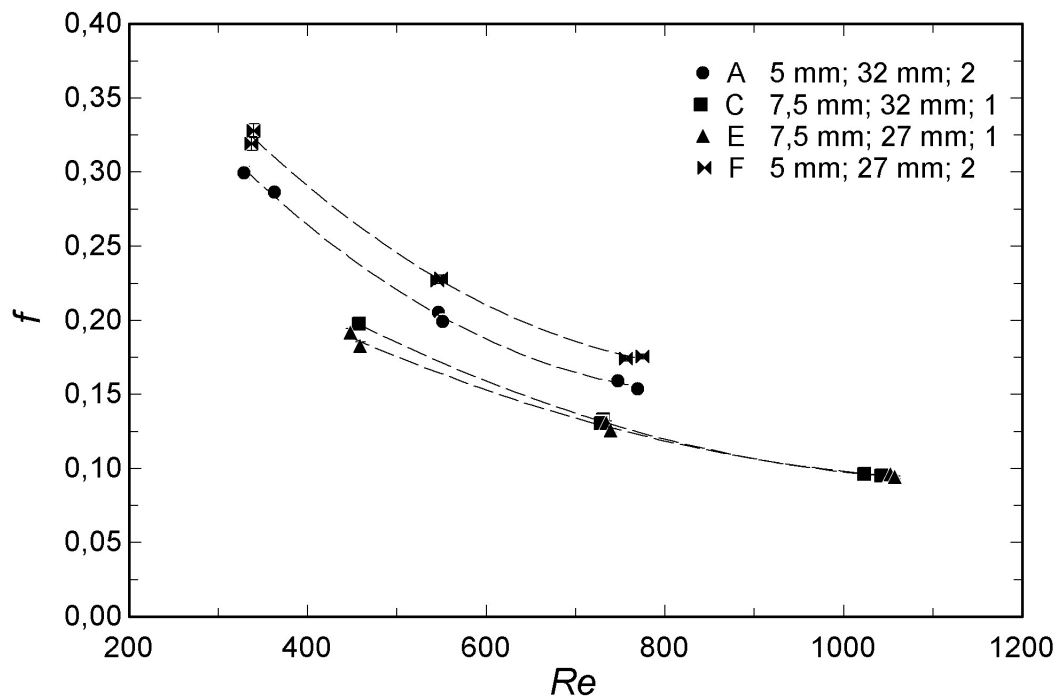


Figura 6.4: Gráfico da influência do comprimento das aletas no fator de atrito dos condensadores aletados com micro-canais, para  $T_{cond} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $\dot{m}_{ref} = 1,05\text{ kg/h}$  e  $T_{ar,ent} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

que apresentam dois conjuntos de aletas realizam maiores transferências de calor do que os condensadores com apenas um conjunto de aletas.

Na análise da Fig. 6.6, fica claro que o condensador *A* apresenta as maiores taxas de troca de calor, seguido pelo condensadores *C* e *F*. O condensador *E* apresentou as menores taxas de troca de calor de todos os condensadores aletados testados. Isto prova que um aumento do comprimento de aleta de 27 mm para 32 mm provoca um aumento da taxa de transferência de calor, na faixa avaliada de vazão volumétrica do ar.

Conforme demonstrado pelos gráficos das Figs. 6.5 e 6.6, o aumento do comprimento das aletas dos condensadores faz com que a área disponível para a transferência de calor também aumente, possibilitando uma maior taxa de transferência de calor. Em relação à quantidade de conjunto de aletas, pode-se dizer que, apesar da velocidade média do ar ao longo dos condensadores com dois conjuntos de aletas ser menor, para a mesma vazão, o aumento da área superficial de troca de calor possibilitou que os condensadores com dois conjuntos de aletas rejeitassem maiores taxas de calor para o ar.

O efeito do aumento da altura das aletas não pôde ser evidenciado nos testes experimentais realizados. Isto ocorreu porque a redução da velocidade média do ar e, conseqüentemente, do coeficiente de transferência de calor, pôde ser compensada com o pequeno aumento de área nos condensadores com a maior altura de aletas.

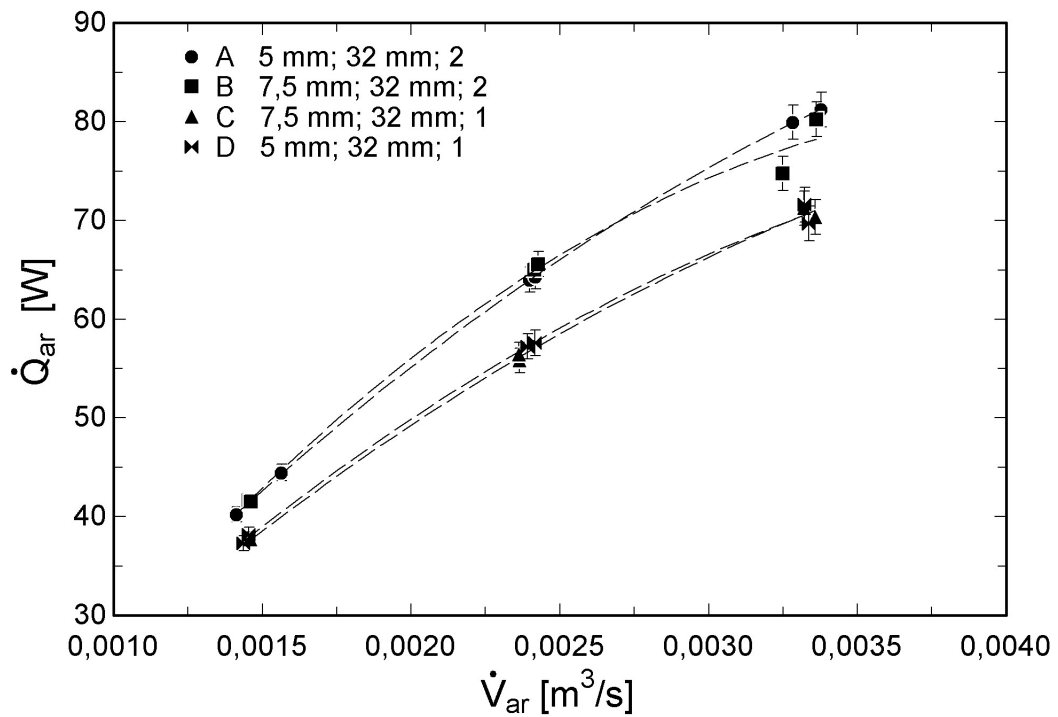


Figura 6.5: Gráfico da influência da altura das aletas e da quantidade de conjuntos de aletas na taxa de transferência de calor dos condensadores aletados com micro-canais, para  $T_{cond} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $\dot{m}_{ref} = 1,05\text{ kg/h}$  e  $T_{ar,ent} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

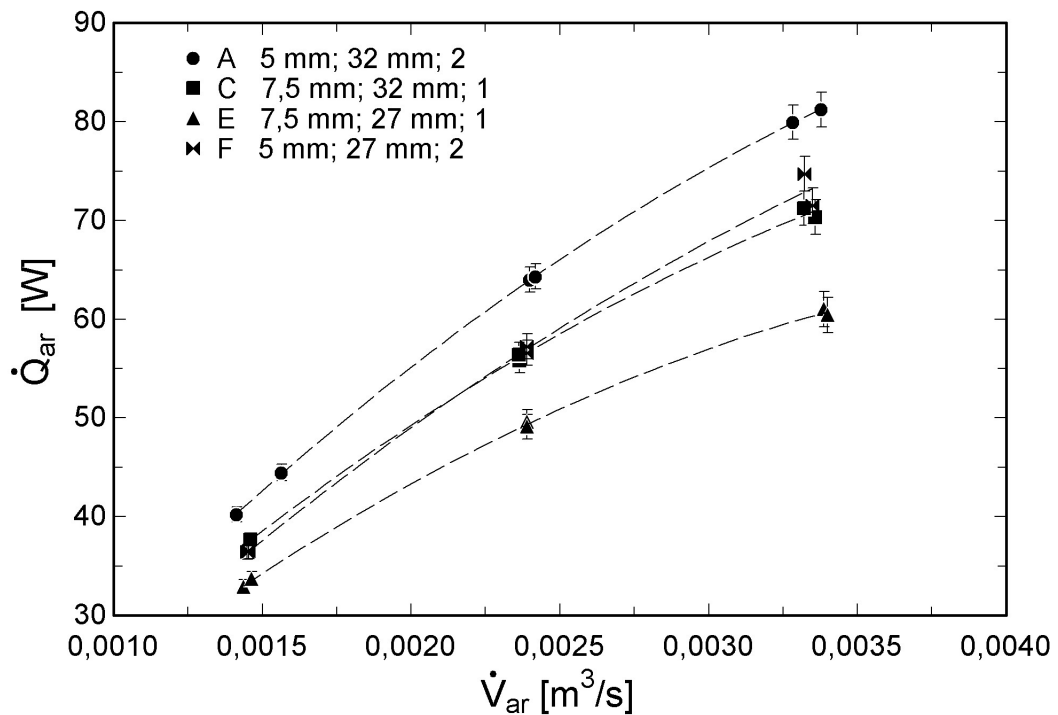


Figura 6.6: Gráfico da influência do comprimento das aletas na taxa de transferência de calor dos condensadores aletados com micro-canais, para  $T_{cond} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $\dot{m}_{ref} = 1,05\text{ kg/h}$  e  $T_{ar,ent} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

As Figs. 6.7 e 6.8 mostram os gráficos do coeficiente global de transferência de calor  $UA_{cond}$ , na faixa de vazão volumétrica do ar arbitrada. Seguindo a mesma tendência dos gráficos mostrados nas Figs. 6.5 e 6.6, os valores dos coeficientes globais de transferência de calor são maiores para as maiores vazões volumétricas do ar.

Como já foi citado anteriormente nos gráficos referentes à taxa de transferência de calor, a variação da altura das aletas não pôde ser percebida nos dados experimentais, conforme visto na Fig. 6.7. No entanto, o efeito da quantidade de conjunto de aletas pôde ser claramente percebida ao se comparar os dados experimentais dos condensadores  $B/C$  e  $A/D$ . Os condensadores com dois conjuntos de aletas obtiveram maiores coeficientes globais de transferência de calor, para as mesmas vazões volumétricas do ar.

Na Fig. 6.8, a influência do comprimento das aletas no coeficiente de transferência de calor pôde ser evidenciado devido ao fato dos condensadores  $A$  e  $C$  apresentarem maiores coeficientes de transferência de calor do que os condensadores  $F$  e  $E$ . Portanto, o aumento do comprimento das aletas acarretou em melhora da troca de calor entre o fluido refrigerante R-600a e o ar.

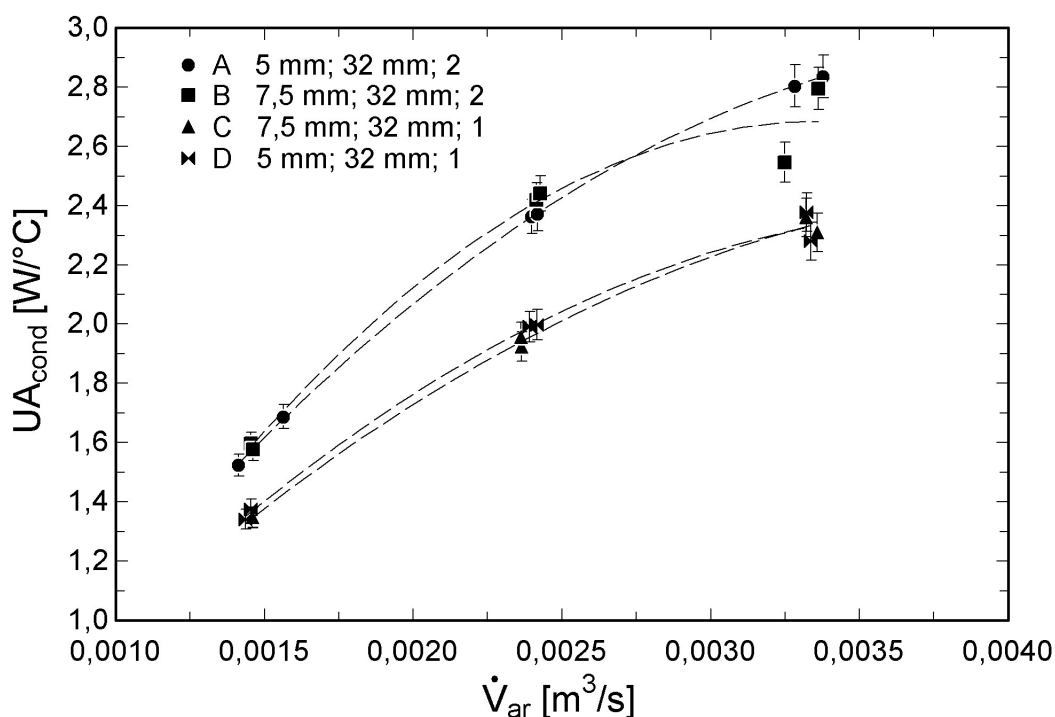


Figura 6.7: Gráfico da influência da altura das aletas e da quantidade de conjuntos de aletas no coeficiente global de transferência de calor dos condensadores aletados com micro-canais, para  $T_{cond} = 90 \text{ } ^\circ\text{C}$ ,  $\dot{m}_{ref} = 1,05 \text{ kg/h}$  e  $T_{ar,ent} = 50 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

Como o parâmetro  $UA_{cond}$  engloba todas as resistências térmicas com suas respectivas áreas de transferência de calor, era esperado que o aumento do coeficiente global de transferência de calor tivesse sido observado no aumento do comprimento das aletas. A análise feita sobre a quantidade de conjunto de aletas também mostra que, para os



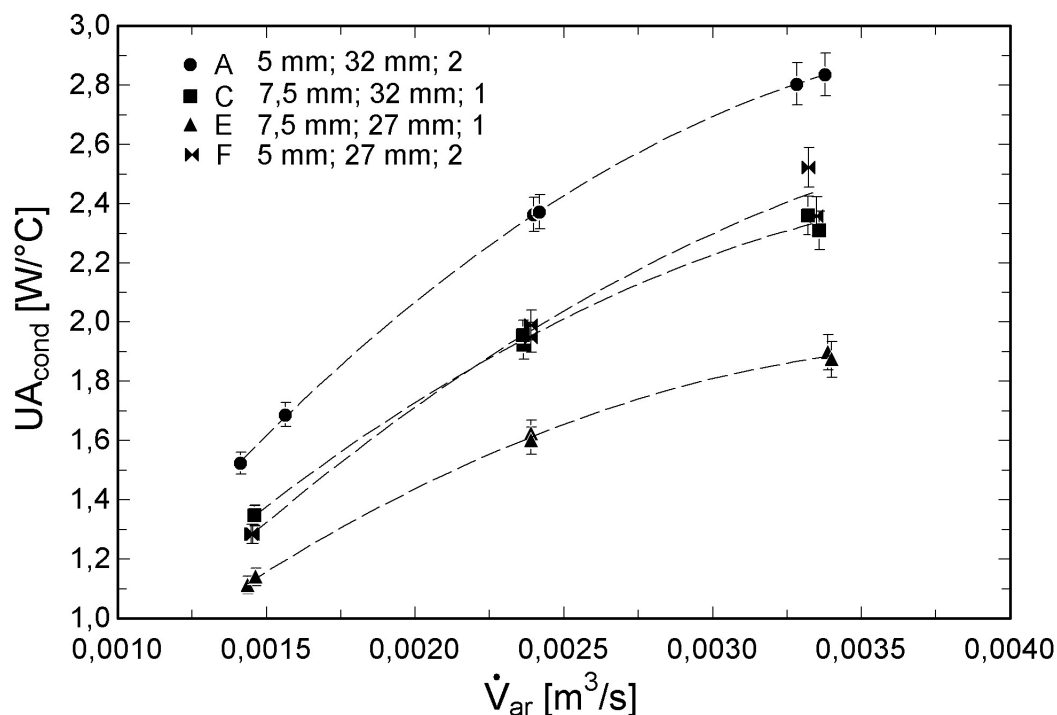


Figura 6.8: Gráfico da influência do comprimento das aletas no coeficiente global de transferência de calor dos condensadores aletados com micro-canais, para  $T_{cond} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $\dot{m}_{ref} = 1,05\text{ kg/h}$  e  $T_{ar,ent} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

protótipos com dois conjuntos de aletas, o aumento de área teve uma influência mais forte na troca de calor do que na redução do coeficiente médio de transferência de calor do ar nas aletas.

Entretanto, o mesmo não pode ser dito sobre a influência da altura das aletas na transferência de calor, já que o aumento da área superficial apenas compensou a diminuição do coeficiente de transferência de calor do ar ao longo das aletas.

A análise do fator de *Colburn* de transferência de calor, para os protótipos aletados com micro-canais pode ser visto nas Figs. 6.9 e 6.10. Assim como para o fator de atrito, os valores do fator de *Colburn* decrescem com o aumento do número de *Reynolds*. Comparando os condensadores *A/B* e *C/D*, é visto que os condensadores *B* e *C* possuem um decaimento mais acentuado dos valores do fator de *Colburn*. Tal constatação mostra que o aumento da altura das aletas acarretaram na diminuição dos valores do fator de *Colburn*.

De maneira semelhante, ao se comparar os condensadores *B/C* e *A/D*, verifica-se que a quantidade de conjunto de aletas também influi significativamente no fator de *Colburn*. A tendência dos pontos experimentais mostra um decaimento maior nos condensadores *A* e *B* do que nos condensadores *C* e *D*. Desse modo, o uso de dois conjuntos de aletas acarreta em menores valores do fator de *Colburn*.

A influência do comprimento das aletas no fator de transferência de calor de *Colburn* pode ser visto na Fig. 6.10. A proximidade de todos os pontos experimentais dos condensadores mostra que não há influência do comprimento das aletas sobre o comportamento do fator de *Colburn*.

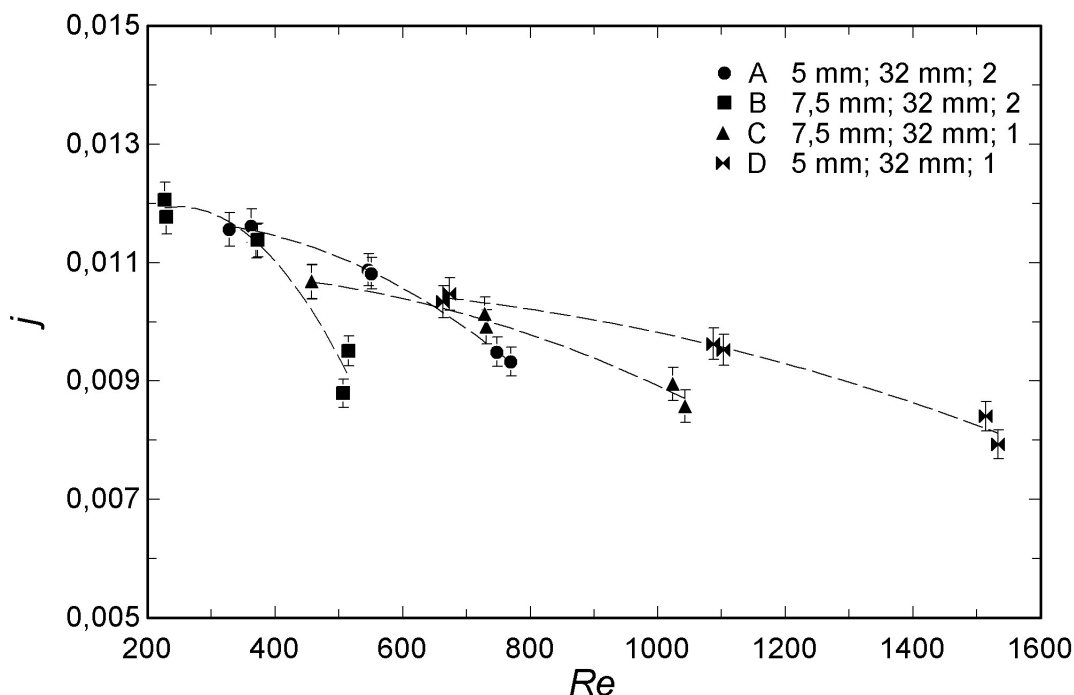


Figura 6.9: Gráfico da influência da altura das aletas e da quantidade de conjuntos de aletas no fator de *Colburn* dos condensadores aletados com micro-canais, para  $T_{cond} = 90$  °C,  $\dot{m}_{ref} = 1,05$  kg/h e  $T_{ar,ent} = 50$  °C.

Para o mesmo número de Reynolds, protótipos que têm os maiores diâmetros hidráulicos, ou seja, dois conjuntos de aletas ou maior altura das aletas, possuem menores níveis de velocidade do ar ao longo das aletas. Adicionalmente, uma menor velocidade presente nas aletas faz com que o coeficiente de transferência de calor do ar seja menor para os protótipos que possuam os maiores diâmetros hidráulicos. Portanto, o fato dos valores do fator de *Colburn* serem menores para os protótipos com a maior altura de aleta e com dois conjuntos de aletas mostra que o aumento do diâmetro hidráulico dos condensadores gera uma diminuição do coeficiente de transferência de calor por convecção do ar. No entanto, o aumento da área superficial de troca de calor nos protótipos com maior diâmetro hidráulico compensa o aumento da resistência térmica de convecção no lado do ar, como já pode ser evidenciado nas Figs. 6.7 e 6.8. A variação do comprimento das aletas não acarreta na variação dos níveis de velocidade do ar nos condensadores. Desse modo, não há a redução do coeficiente de transferência de calor do ar, conforme evidenciado na Fig. 6.10, mas há o aumento da área de troca de calor que faz com que os condensadores com maior comprimento das aletas apresentem melhor desempenho térmico.

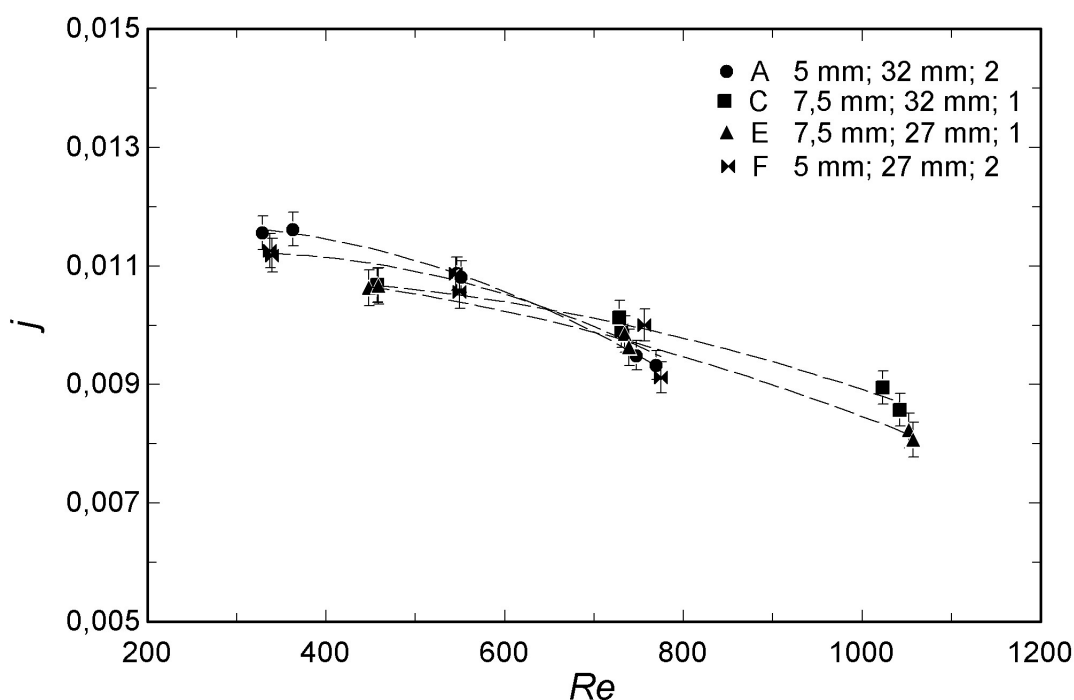


Figura 6.10: Gráfico da influência do comprimento das aletas no fator de *Colburn* dos condensadores aletados com micro-canais, para  $T_{cond} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $\dot{m}_{ref} = 1,05\text{ kg/h}$  e  $T_{ar,ent} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

As Figs. 6.11 e 6.12 descrevem a potência de bombeamento imposta pelos ventiladores sobre os protótipos, em função do coeficiente global de transferência de calor. Estes gráficos permitem que seja feita a análise do desempenho dos condensadores referentes a queda de pressão e a troca de calor, no mesmo gráfico. Com isso, é possível que se opte pelo condensador que alie boa transferência de calor com baixa queda de pressão do escoamento de ar.

Os dados experimentais dos condensadores *A*, *B*, *C* e *D* na Fig. 6.11 mostram que o uso de aletas com maior altura é recomendável porque exige menor potência de bombeamento para os mesmos coeficientes globais de transferência de calor.

O mesmo pode ser dito sobre o uso de dois conjuntos de aletas. Os condensadores *C* e *D*, que apresentam apenas um conjunto de aletas, requerem maiores potências de bombeamento do que os condensadores *A* e *B*, mostrando que o uso de dois conjuntos de aletas deve ser implementado na aplicação final dos trocadores de calor miniaturizados.

O gráfico da Fig. 6.12 descreve as potências de bombeamento dos condensadores para os diferentes comprimentos de aletas. Conforme pode ser visto na Fig. 6.12, a implementação de aletas com maior comprimento possibilita uma menor potência de bombeamento, sem restringir a capacidade de transferência de calor dos condensadores.

Tais constatações mostram que o aumento da área de troca de calor, promovida pelo

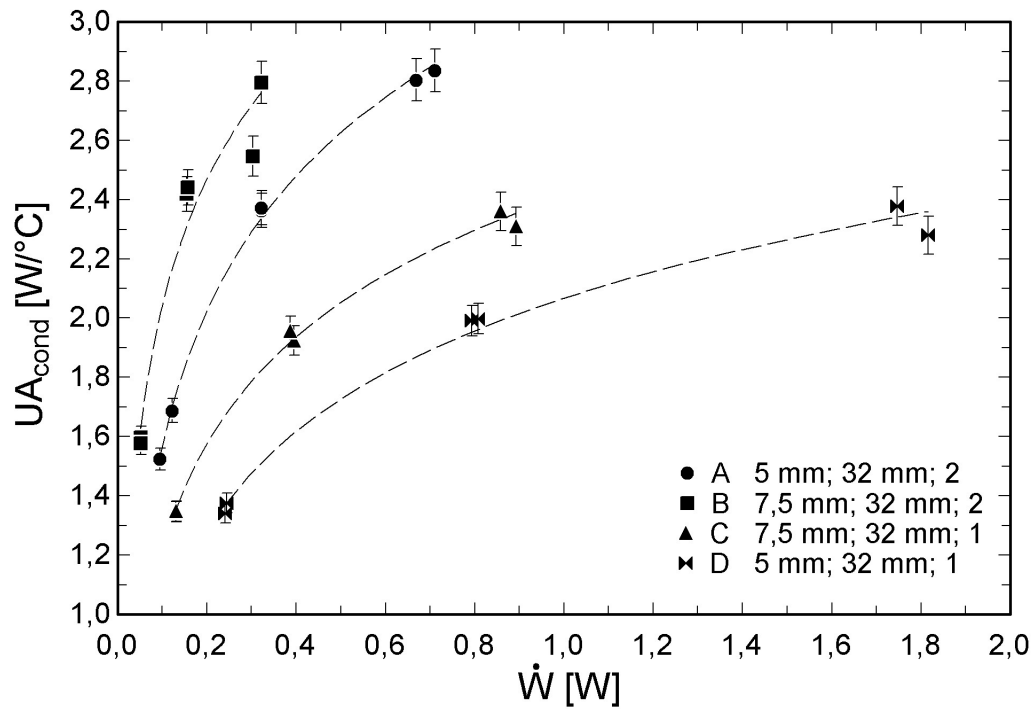


Figura 6.11: Gráfico da influência da altura das aletas e da quantidade de conjuntos de aletas na potência de bombeamento requerida pelos condensadores aletados com micro-canais, para  $T_{cond} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $\dot{m}_{ref} = 1,05\text{ kg/h}$  e  $T_{ar,ent} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

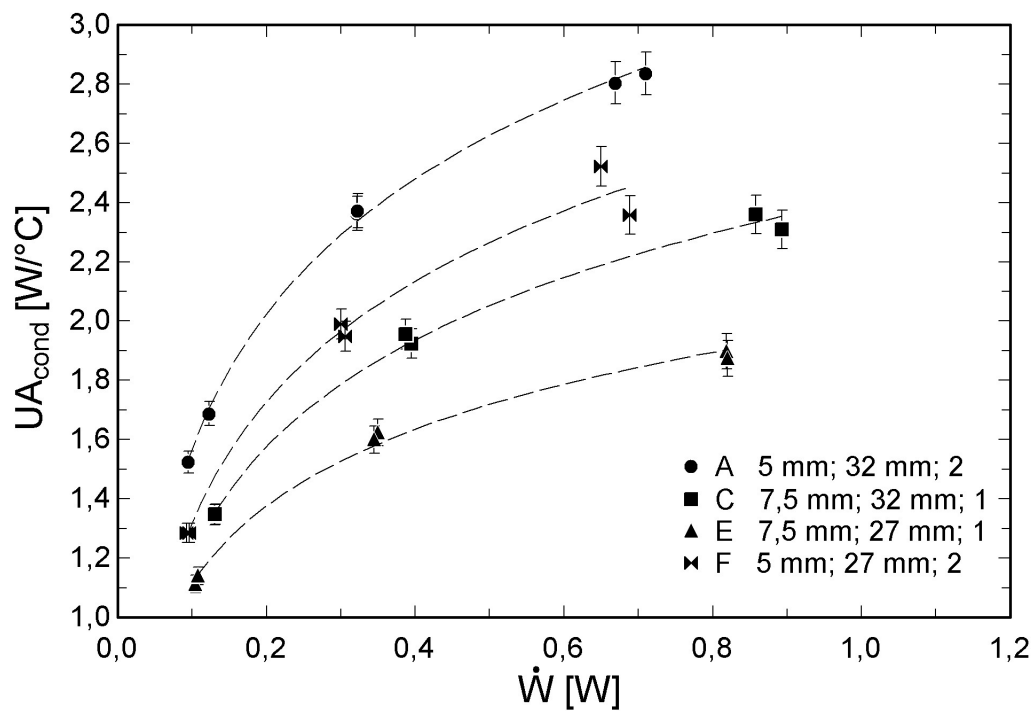


Figura 6.12: Gráfico da influência do comprimento das aletas na potência de bombeamento requerida pelos condensadores aletados com micro-canais, para  $T_{cond} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $\dot{m}_{ref} = 1,05\text{ kg/h}$  e  $T_{ar,ent} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

uso de dois conjuntos de aletas, fez com que a rejeição de calor dos condensadores fosse maior, reduzindo ainda a queda de pressão ao longo dos mesmos. A variação desta característica geométrica possibilita que seja realizada uma melhora no desempenho térmico e hidráulico dos condensadores, através do aumento do coeficiente global de transferência de calor do condensador e da diminuição da queda de pressão do escoamento de ar. Apesar do aumento da altura das aletas não exercer qualquer efeito sobre o coeficiente global de transferência de calor, a redução da queda de pressão promovida por essa alteração faz com que esta mudança deva ser implementada no projeto final dos condensadores aletados com micro-canais.

No referente ao comprimento das aletas, percebeu-se que o aumento do comprimento das aletas gera um aumento do desempenho térmico do condensador, mas possui uma maior queda de pressão associada à mudança. No entanto, os gráficos da Fig. 6.12 mostram, através da comparação entre os protótipos  $A/F$  e  $C/E$ , que a melhora na troca de calor de um condensador com maior comprimento de aletas predominou sobre a queda no desempenho hidráulico dos protótipos. Logo, pode-se afirmar que o condensador  $B$  teve o melhor desempenho de todos os protótipos avaliados, por possuir a maior altura, o maior comprimento e dois conjuntos de aletas.

As Figs. 6.13 a 6.24 apresentam os gráficos dos condensadores aletados com micro-canais para os mesmos parâmetros de análise, nas condições referentes à temperatura de condensação de 45 °C, temperatura do ar na entrada dos condensadores igual a 25 °C, e vazões mássicas do fluido refrigerante de 0,40 kg/h. Os testes experimentais com vazão mássica de 0,47 kg/h apresentaram resultados similares aos testes realizados com vazão mássica de 0,40 kg/h e, por isso, estão presentes no apêndice G.

Assim como nos testes experimentais referentes à temperatura de condensação de 90 °C, as características geométricas das aletas tiveram fortes influências na queda de pressão e no fator de atrito dos condensadores. Pode ser claramente evidenciado nas Figs. 6.13, 6.14, G.1 e G.2 que o aumento da área de passagem do ar provocada pelo aumento da altura das aletas e pelo uso de dois conjuntos de aletas diminui a perda de carga ao longo dos protótipos. O aumento do comprimento das aletas também resulta em uma queda de pressão adicional ao escoamento de ar.

Nos gráficos do fator de atrito em função do número de *Reynolds* das Figs. 6.15, 6.16, G.3 e G.4, nota-se que os valores do fator de atrito dependem apenas da altura e do comprimento das aletas, como já havia sido evidenciado nos resultados anteriores. A quantidade de conjuntos de aletas exerceu pouca influência nos valores do fator de atrito dos protótipos.

Em relação à taxa de transferência de calor e ao coeficiente global de transferência

de calor, todos os condensadores apresentaram valores muito próximos, conforme pode ser visto nas Figs. 6.17, 6.18, G.5, G.6, 6.19, 6.20, G.7 e G.8. Portanto, para os testes avaliados nas condições referentes à temperatura de saturação de 45 °C, a combinação dos efeitos do aumento da área superficial de troca de calor e da diminuição da resistência térmica do lado do ar pouco afetou a capacidade dos condensadores em rejeitar calor.

Através dos gráficos das Figs. 6.21, 6.22, G.9 e G.10, percebe-se novamente que a altura das aletas e a quantidade de conjunto de aletas são as características geométricas que influenciam os valores do fator de transferência de calor de *Colburn*, assim como nos resultados relacionados à temperatura de condensação de 90 °C.

Nas Figs. 6.23, 6.24, G.11 e G.12 referentes à potência de bombeamento aplicada sobre os condensadores, fica claro que a variação da altura das aletas e da quantidade de conjunto das aletas interferem no desempenho térmico e hidráulico dos protótipos. Por outro lado, a variação do comprimento das aletas apresentou pouca influência sobre a potência de bombeamento nos condensadores, para o mesmo coeficiente global de transferência de calor. Novamente, o condensador *B* foi o protótipo que apresentou o melhor desempenho, de todos os condensadores avaliados.

O gráfico da comparação da taxa de transferência de calor do lado do ar e do lado do fluido refrigerante pode ser visto na Fig. 6.25. Foram considerados apenas os testes experimentais onde foi encontrado, na saída dos condensadores, fluido refrigerante no estado sub-resfriado. A diferença da taxa de transferência de calor dos dois fluidos ficou na faixa  $\pm 10 \%$ .

As principais fontes de discrepância se devem às imprecisões na medição da vazão mássica do fluido refrigerante e às perdas de calor pelas paredes do túnel de vento. Apesar das paredes do circuito do ar terem sido cuidadosamente isoladas com lã de rocha, a grande área superficial resultam em perdas de calor que não podem ser evitadas. A magnitude das discrepâncias encontradas nos testes experimentais condizem com o estudo elaborado por Trutassanawin *et al.* (2006).

Os testes experimentais mostraram que o uso do material alumínio na confecção dos condensadores miniaturizados alia bom desempenho térmico com pequeno peso. Nas temperaturas de saturação de 90 e 45 °C, os condensadores obtiveram taxas de transferência de calor em torno de 80 e 45 W, respectivamente.

Para uma das aplicações finais do sistema miniaturizado que tem a temperatura de evaporação de 10 °C, temperatura de condensação de 45 °C, capacidade de refrigeração de 30 W, com o consumo do compressor em 14 W, os condensadores aletados com micro-canais conseguem rejeitar o calor necessário para o pleno funcionamento do ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor.

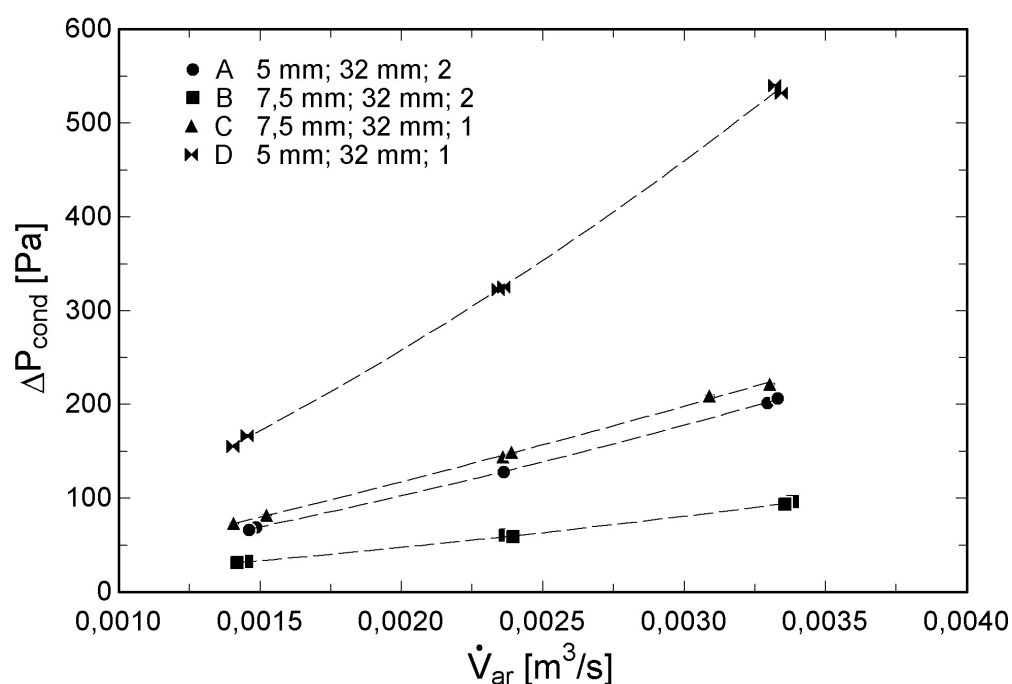


Figura 6.13: Gráfico da influência da altura das aletas e da quantidade de conjuntos de aletas na queda de pressão dos condensadores aletados com micro-canais, para  $T_{\text{cond}} = 45$  °C,  $\dot{m}_{\text{ref}} = 0,40$  kg/h e  $T_{\text{ar,ent}} = 25$  °C.

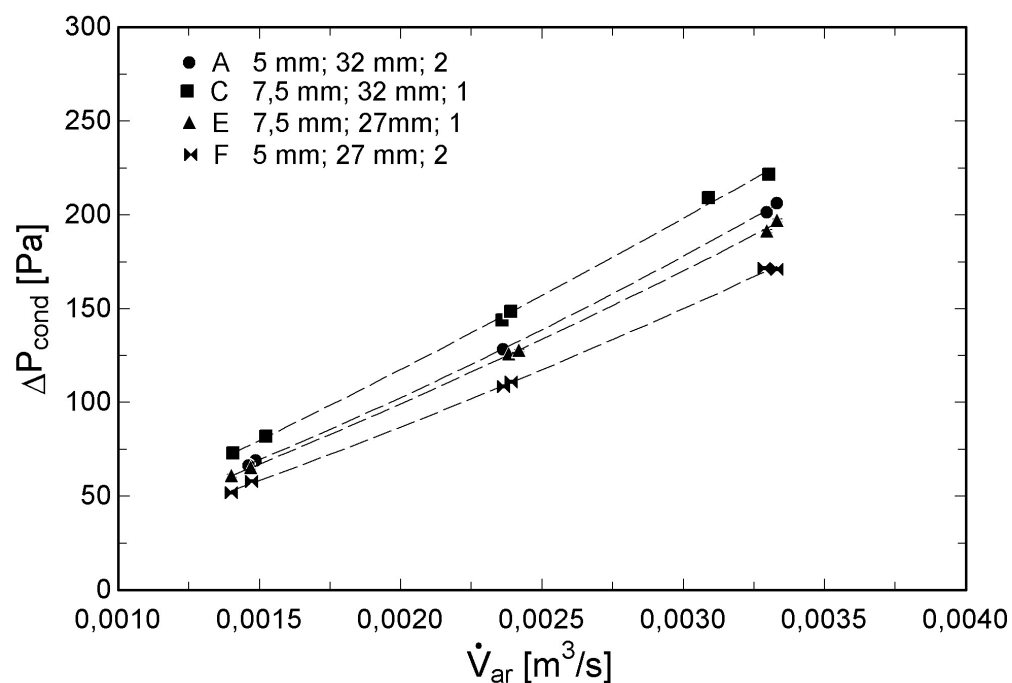


Figura 6.14: Gráfico da influência do comprimento das aletas na queda de pressão dos condensadores aletados com micro-canais, para  $T_{\text{cond}} = 45$  °C,  $\dot{m}_{\text{ref}} = 0,40$  kg/h e  $T_{\text{ar,ent}} = 25$  °C.

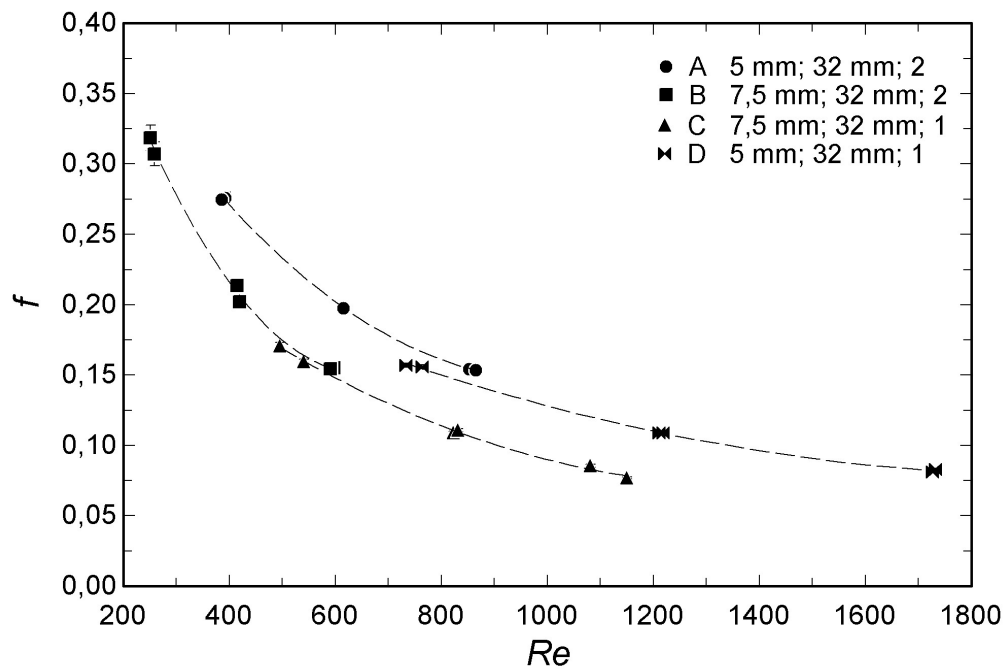


Figura 6.15: Gráfico da influência da altura das aletas e da quantidade de conjuntos de aletas no fator de atrito dos condensadores aletados com micro-canais, para  $T_{cond} = 45$  °C,  $\dot{m}_{ref} = 0,40$  kg/h e  $T_{ar,ent} = 25$  °C.

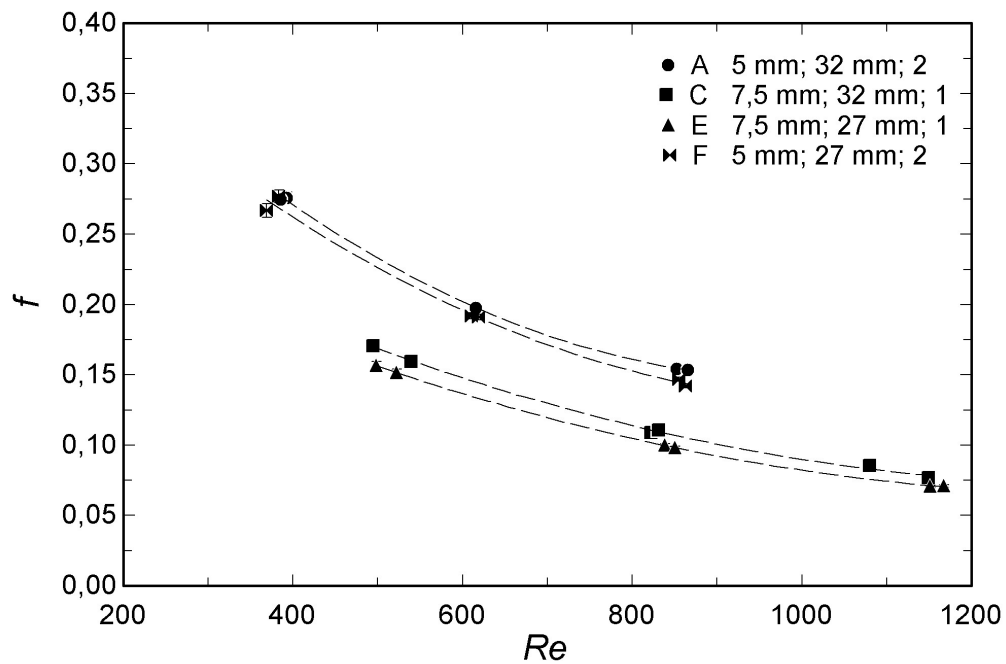


Figura 6.16: Gráfico da influência do comprimento das aletas no fator de atrito dos condensadores aletados com micro-canais, para  $T_{cond} = 45$  °C,  $\dot{m}_{ref} = 0,40$  kg/h e  $T_{ar,ent} = 25$  °C.



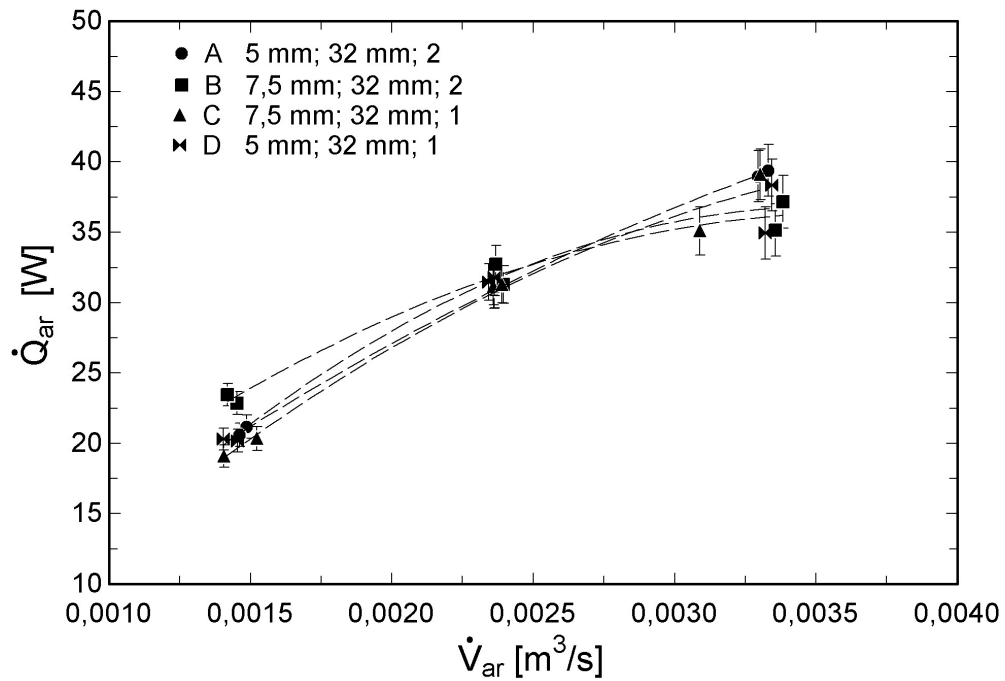


Figura 6.17: Gráfico da influência da altura das aletas e da quantidade de conjuntos de aletas na taxa de transferência de calor dos condensadores aletados com micro-canais, para  $T_{cond} = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $\dot{m}_{ref} = 0,40\text{ kg/h}$  e  $T_{ar,ent} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

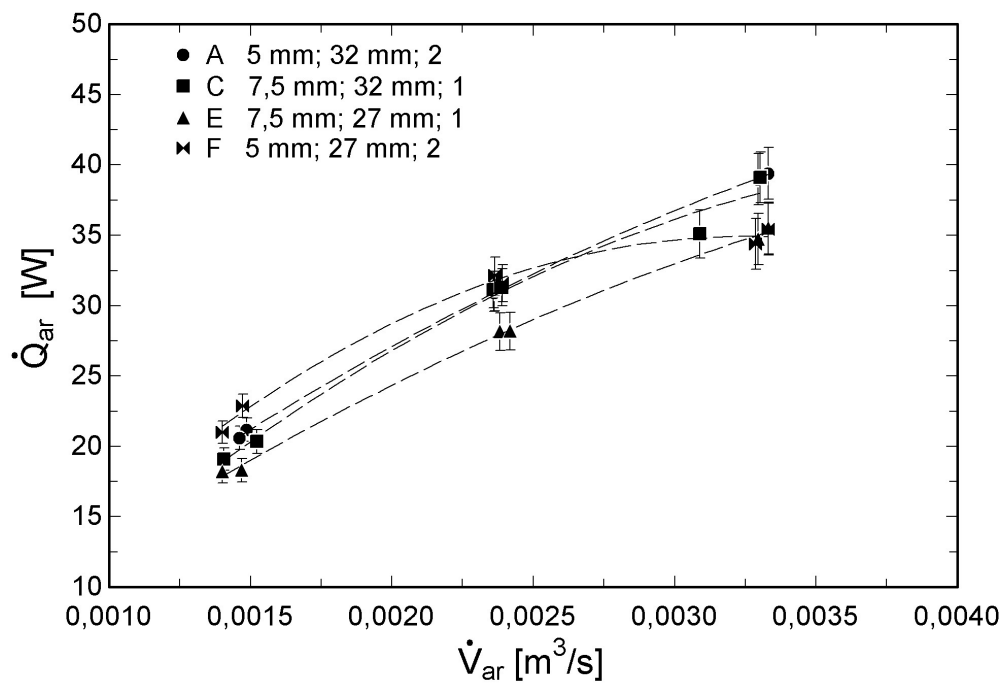


Figura 6.18: Gráfico da influência do comprimento das aletas na taxa de transferência de calor dos condensadores aletados com micro-canais, para  $T_{cond} = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $\dot{m}_{ref} = 0,40\text{ kg/h}$  e  $T_{ar,ent} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

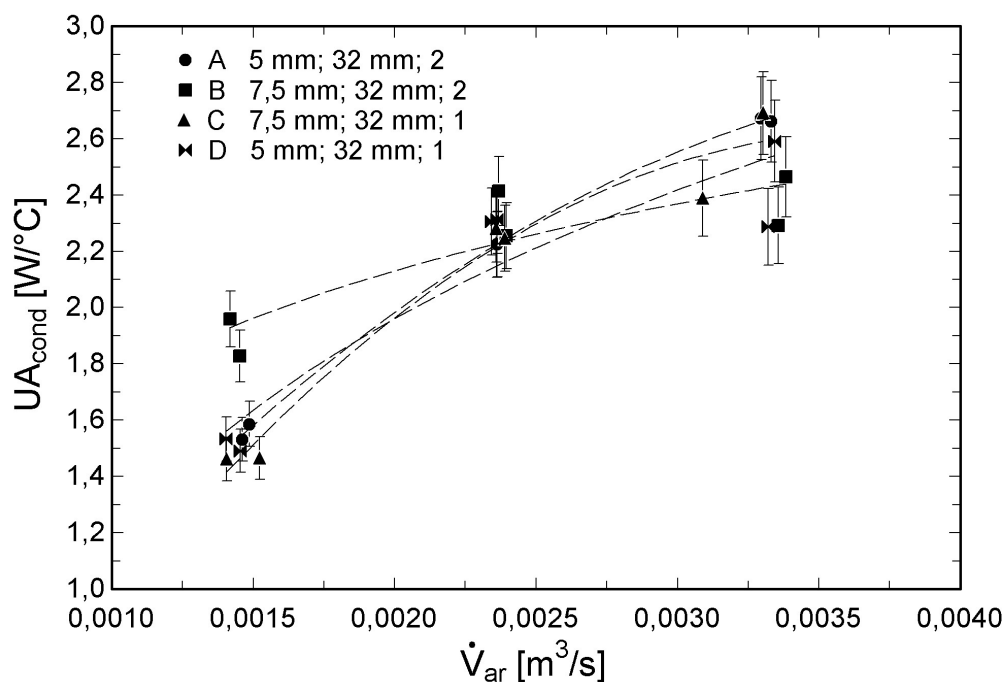


Figura 6.19: Gráfico da influência da altura das aletas e da quantidade de conjuntos de aletas no coeficiente global de transferência de calor dos condensadores aletados com micro-canais, para  $T_{cond} = 45^\circ C$ ,  $\dot{m}_{ref} = 0,40 \text{ kg/h}$  e  $T_{ar,ent} = 25^\circ C$ .

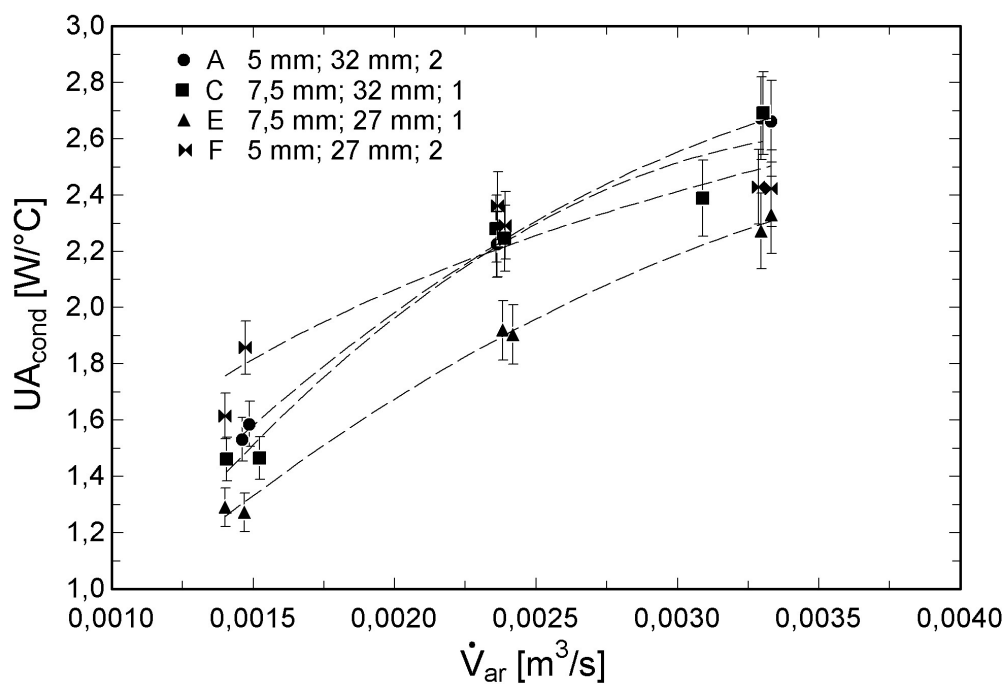


Figura 6.20: Gráfico da influência do comprimento das aletas no coeficiente global de transferência de calor dos condensadores aletados com micro-canais, para  $T_{cond} = 45^\circ C$ ,  $\dot{m}_{ref} = 0,40 \text{ kg/h}$  e  $T_{ar,ent} = 25^\circ C$ .

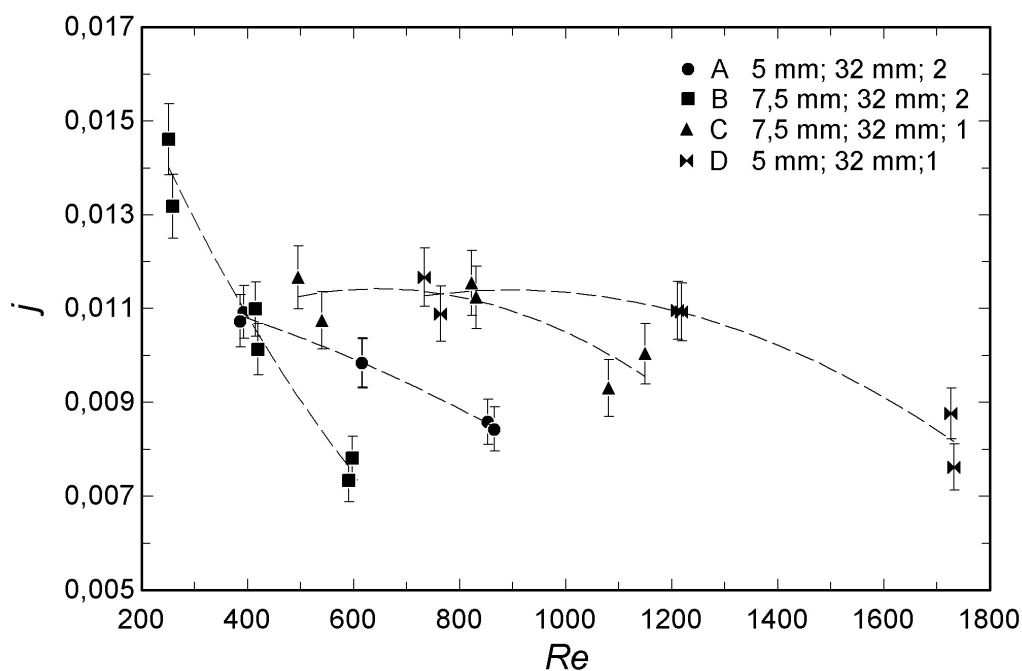


Figura 6.21: Gráfico da influência da altura das aletas e da quantidade de conjuntos de aletas no fator de Colburn dos condensadores aletados com micro-canais, para  $T_{cond} = 45$  °C,  $\dot{m}_{ref} = 0,40$  kg/h e  $T_{ar,ent} = 25$  °C.

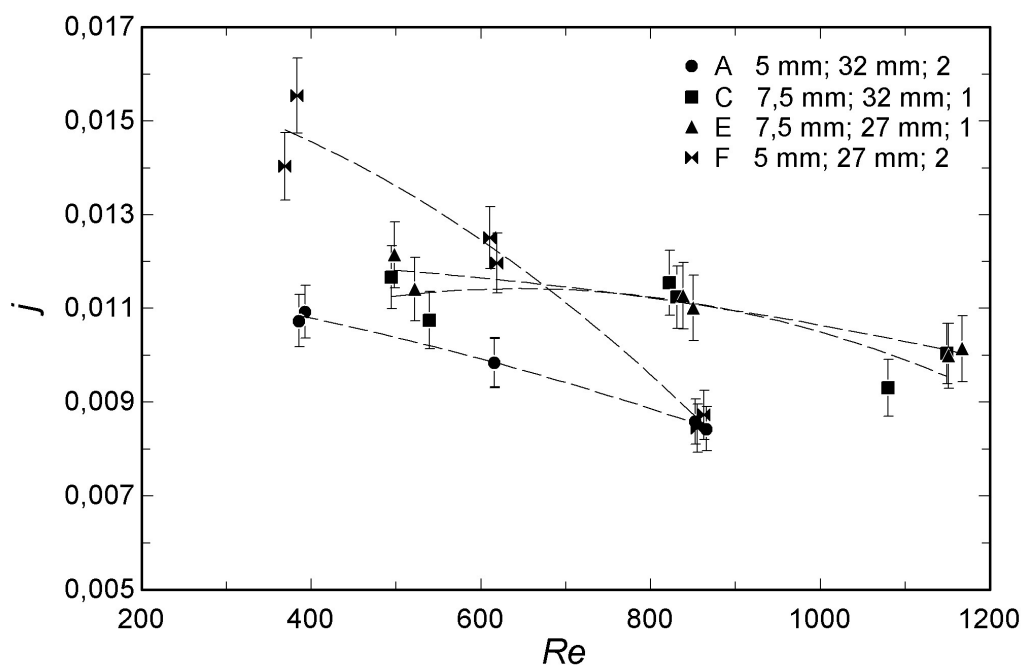


Figura 6.22: Gráfico da influência do comprimento das aletas no fator de Colburn dos condensadores aletados com micro-canais, para  $T_{cond} = 45$  °C,  $\dot{m}_{ref} = 0,40$  kg/h e  $T_{ar,ent} = 25$  °C.

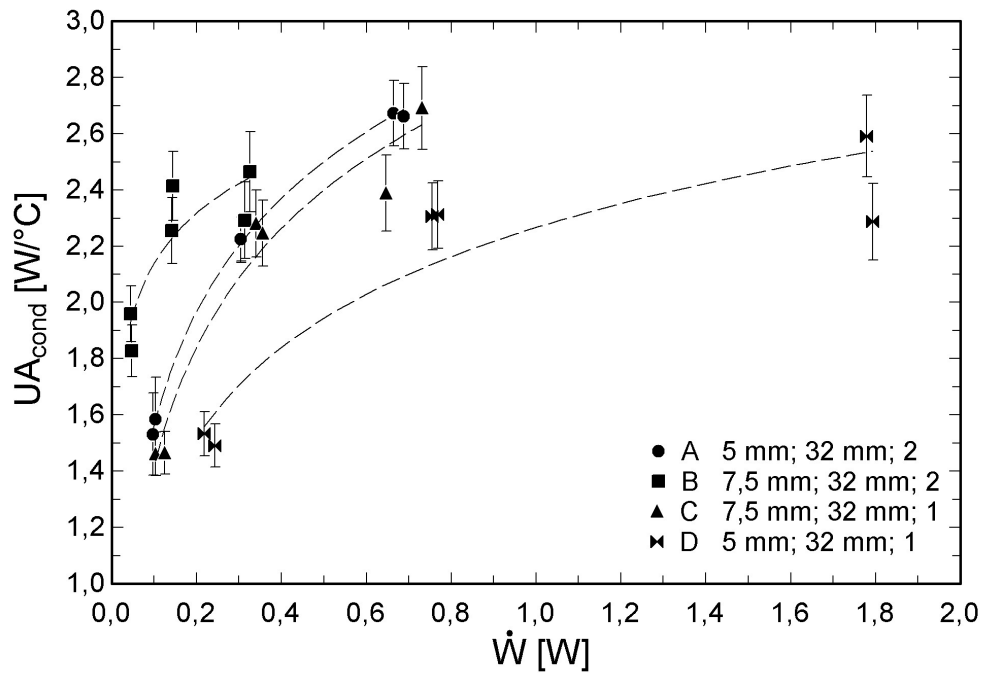


Figura 6.23: Gráfico da influência da altura das aletas e da quantidade de conjuntos de aletas na potência de bombeamento requerida pelos condensadores aletados com micro-canais, para  $T_{cond} = 45\text{ °C}$ ,  $\dot{m}_{ref} = 0,40\text{ kg/h}$  e  $T_{ar,ent} = 25\text{ °C}$ .

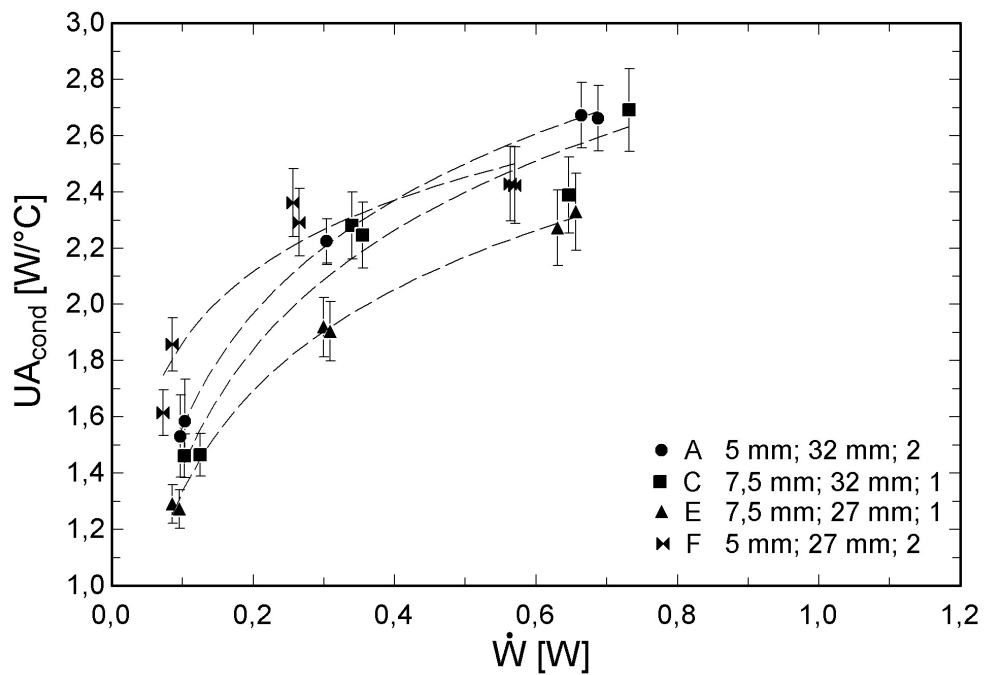


Figura 6.24: Gráfico da influência do comprimento das aletas na potência de bombeamento requerida pelos condensadores aletados com micro-canais, para  $T_{cond} = 45\text{ °C}$ ,  $\dot{m}_{ref} = 0,40\text{ kg/h}$  e  $T_{ar,ent} = 25\text{ °C}$ .

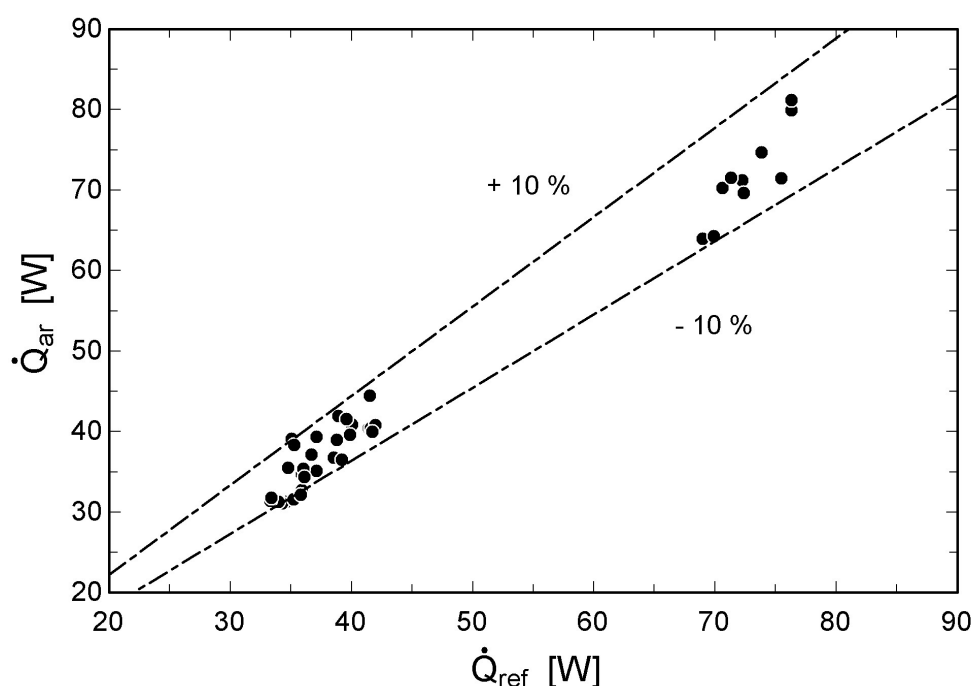


Figura 6.25: Gráfico da taxa de transferência de calor obtida pelo lado do ar e pelo lado do fluido refrigerante nos condensadores aletados com micro-canais.

## 6.2 Condensadores Porosos com Micro-canais

Os testes experimentais dos condensadores com meios porosos metálicos têm como objetivo analisar a influência das características dos meios porosos na queda de pressão e na transferência de calor dos condensadores, e também comparar o desempenho dos protótipos que possuem meios porosos com um protótipo que possui aletas.

Conforme já havia sido citado, foram criados três diferentes condensadores com meios porosos, para que os efeitos do número de poros e da porosidade fossem avaliados. As condições dos ensaios experimentais são as mesmas apresentadas na tabela 6.1 para os condensadores aletados com micro-canais. Como cada condição experimental foi duplicada, têm-se dezoito testes experimentais para cada um dos três condensadores, resultando no total de 72 testes.

Para a análise da influência do número de poros nos resultados experimentais, devem-se comparar os condensadores *A* e *B*, que possuem números de poros de 20 *PPI* e 10 *PPI*, respectivamente. Para a análise da influência da porosidade, deve-se comparar os condensadores *B* e *C*, que possuem porosidades de 89,30 % e 94,70 %, respectivamente. Ainda, a influência do tamanho de poro pode ser analisada comparando-se os condensadores *B* e *C*, que possuem o mesmo número de poros e porosidades diferentes. Como a porosidade de *C* é maior do que a de *B*, e ambos têm o mesmo número de poros, o poro em *C* é maior do que o poro em *B*.

Os resultados da queda de pressão ao longo dos condensadores em função da vazão volumétrica do ar pode ser visto no gráfico da Fig. 6.26. Através desse gráfico, ficam claros os efeitos que o número de poros e a porosidade exercem sobre a queda de pressão nos condensadores. Percebe-se, comparando o condensador *A* com o condensador *B*, que o primeiro possui maior queda de pressão. Realizando o mesmo procedimento para os condensadores *B* e *C*, nota-se agora que o condensador *B* realiza uma restrição ao escoamento levemente maior do que o condensador *C*. É visto ainda que a queda de pressão nos meios porosos aumenta quase que linearmente com o aumento da vazão volumétrica do ar. Esta dependência quase linear entre a queda de pressão e a vazão volumétrica do ar possibilitou a estimativa da permeabilidade dos meios porosos metálicos.

Os meios porosos com menor porosidade e maior número de poros possuem mais obstáculos tortuosos que dificultam a passagem do ar. Desta forma, a queda de pressão nesses meios porosos tende a ser mais severa.

Assim, tanto o número de poros como a porosidade influem na queda de pressão ao longo dos condensadores. A queda de pressão foi maior para os condensadores com mais número de poros e com menor porosidade. A queda de pressão tende a diminuir para os condensadores com menor número de poros e com maior porosidade. É importante lembrar que todos os condensadores possuem as mesmas dimensões de largura e altura. Logo, a área de face de todos os protótipos é a mesma.

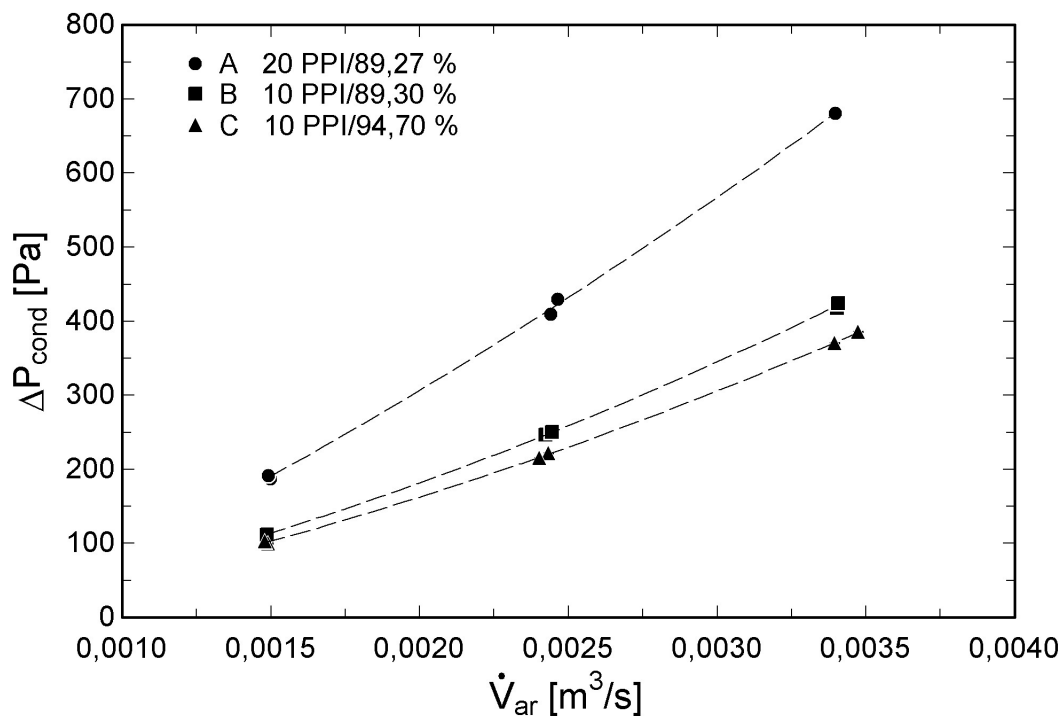


Figura 6.26: Gráfico da influência do número de poros e da porosidade na queda de pressão dos condensadores com meios porosos, para  $T_{cond} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $\dot{m}_{ref} = 1,05\text{ kg/h}$  e  $T_{ar,ent} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

A Fig. 6.27 mostra os valores do fator de atrito dos condensadores para diversos número de *Reynolds*. Nota-se, assim como nos gráficos referentes à queda de pressão, que o número de poros exerce grande influência nos valores do fator de atrito dos condensadores. O condensador *A*, que possui mais número de poros, apresentou maiores valores do fator de atrito do que os condensadores *B* e *C*, com menos número de poros. Na análise do efeito da porosidade sobre o fator de atrito, vê-se que o condensador *B*, que possui a porosidade de 89,30 %, apresenta maiores fatores de atrito do que o condensador *C* que possui 94,70 % de porosidade.

Ainda, pode-se dizer que a variação do número de poros, de 10 para 20 *PPI*, foi mais determinante na avaliação do desempenho hidráulico nos condensadores do que a variação da porosidade, de 94,70 % para 89,30 %.

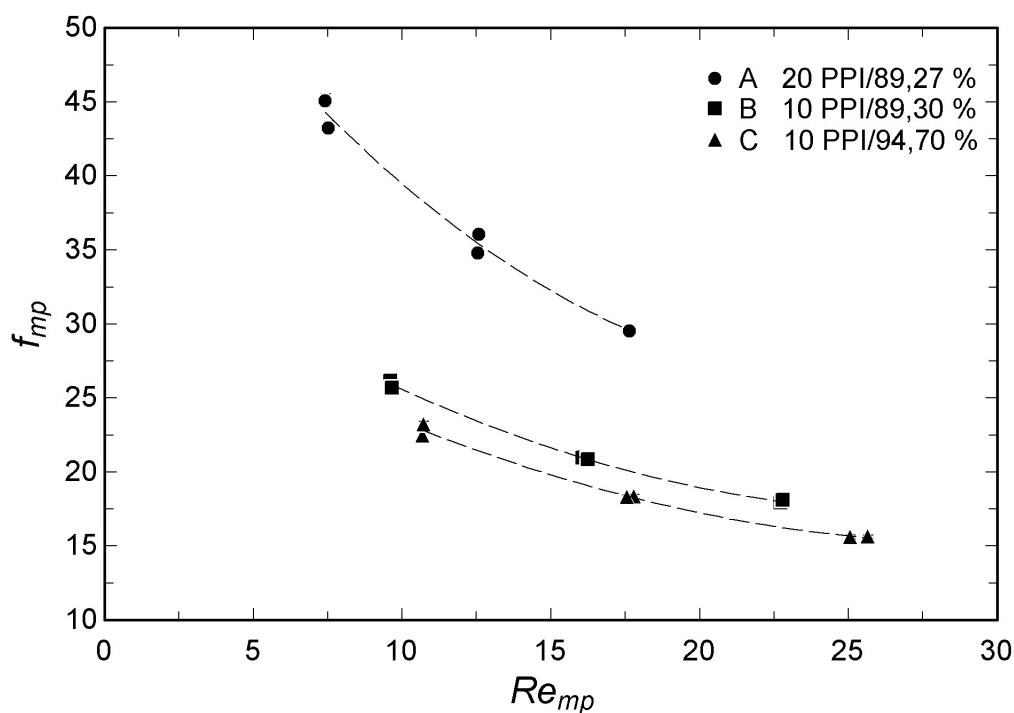


Figura 6.27: Gráfico da influência do número de poros e da porosidade no fator de atrito dos condensadores com meios porosos, para  $T_{cond} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $\dot{m}_{ref} = 1,05\text{ kg/h}$  e  $T_{ar,ent} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

A influência do número de poros e da porosidade na taxa de transferência de calor pode ser vista nos gráficos da Fig. 6.28. O gráfico desta figura representa a taxa de transferência de calor, em função da vazão volumétrica do ar. Conforme visto no gráfico, a taxa de transferência de calor aumenta com o aumento da vazão volumétrica do ar. Na comparação dos condensadores *A/B*, pode-se perceber que o condensador *A* possui maiores taxas de transferência de calor do que o condensador *B*, logo, a diminuição do número de poros acarreta na diminuição do calor transferido pelos protótipos.

Na análise do efeito da porosidade na taxa de transferência de calor, notou-se que o

condensador *B*, com menor porosidade, apresentou maiores taxas de transferência de calor do que o condensador *C*. Portanto, a redução da porosidade dos meios porosos promove uma melhora na troca de calor desses materiais.

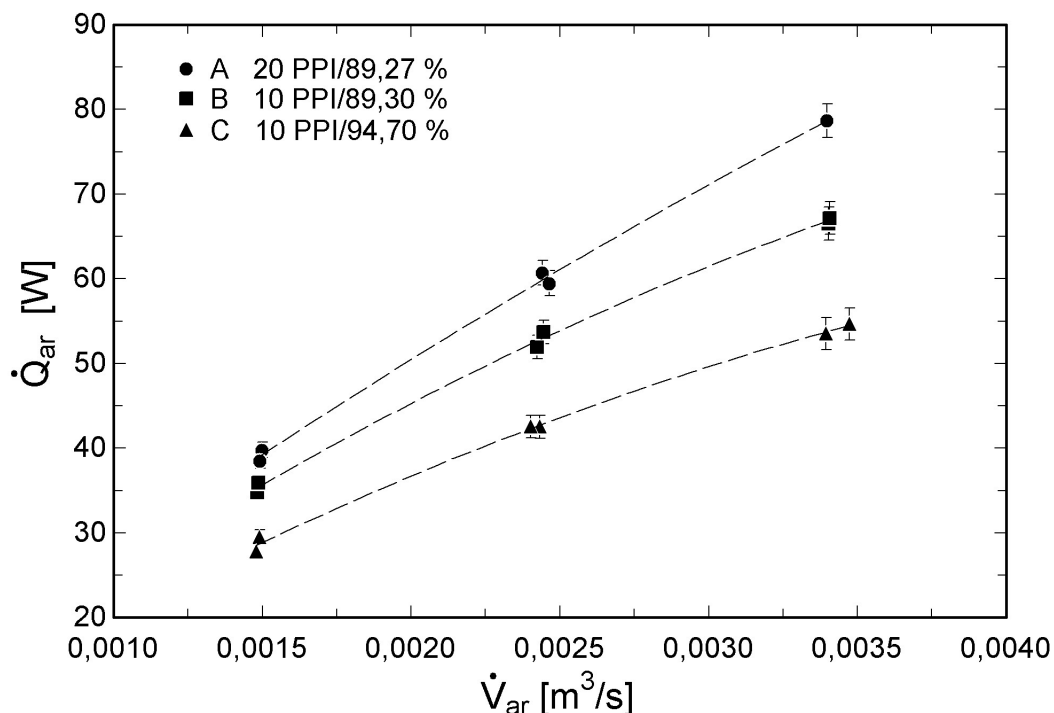


Figura 6.28: Gráfico da influência do número de poros e da porosidade na taxa de transferência de calor dos condensadores com meios porosos, para  $T_{cond} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\dot{m}_{ref} = 1,05 \text{ kg/h}$  e  $T_{ar,ent} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ .

A Fig. 6.29 mostra o gráfico dos coeficientes globais de transferência de calor, para a faixa de vazão volumétrica do ar estabelecida pela bancada experimental. De maneira semelhante ao gráfico da Fig. 6.28, os coeficientes globais de transferência de calor aumentam com o aumento da vazão volumétrica do ar. Ainda, o condensador *A* que possui o meio poroso com mais número de poros e com a menor porosidade obteve os maiores coeficientes globais de transferência de calor, mostrando que o número de poros tem grande influência no desempenho térmico dos condensadores com meios porosos.

Os dados experimentais dos condensadores *B* e *C* mostram que o primeiro possuiu maiores coeficientes globais de transferência de calor, deixando claro que a variação da porosidade de 94,70 % para 89,30 % contribuiu para o melhor desempenho térmico do protótipo *B*.

Em relação ao fenômeno de transferência de calor em condensadores porosos, pode-se afirmar que o aumento do número de poros e a redução da porosidade acarretam numa maior área superficial de troca de calor, para o mesmo volume.

O aumento do número de poros para uma mesma porosidade acarreta em uma maior



área superficial de troca de calor entre a matriz sólida e o ar. Já a redução da porosidade para um mesmo número de poros, embora resulte em uma menor área superficial de troca de calor, fornece um maior volume de material sólido. Este maior volume, para as geometrias aqui analisadas, se torna mais vantajoso para a troca de calor devido ao fato de fornecer caminhos com menor resistência térmica, para que o calor seja transferido da base dos micro-canais para a superfície porosa em contato com o ar. Logo, os meios porosos com mais números de poros e menor porosidade apresentaram os maiores coeficientes globais de transferência de calor e, conseqüentemente, as maiores taxas de transferência de calor.

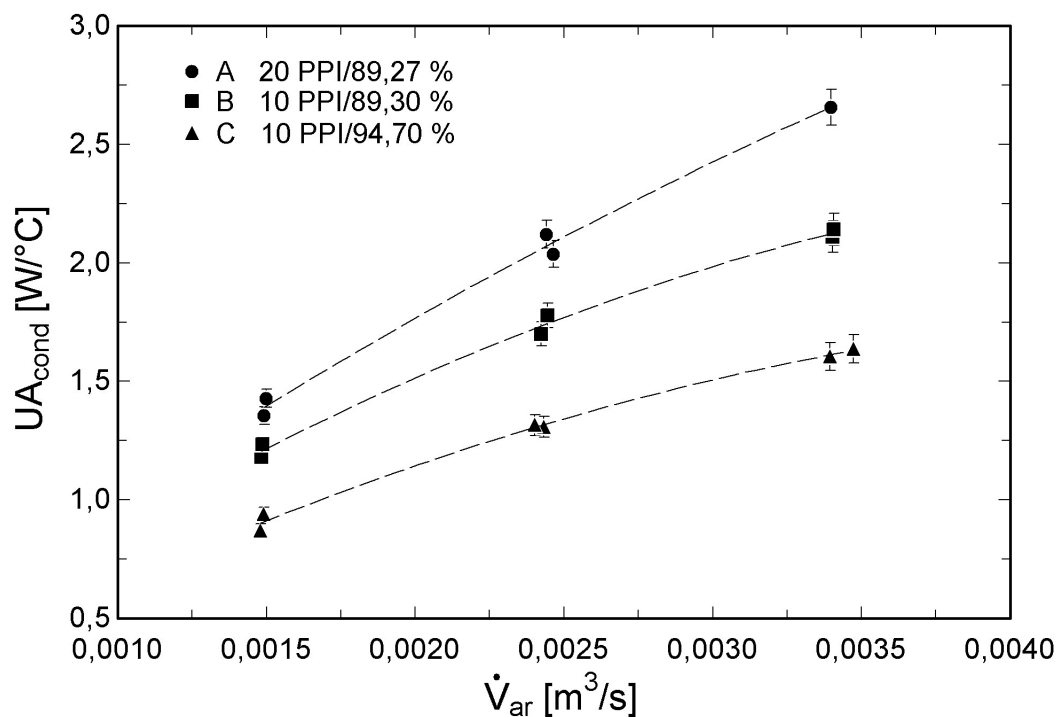


Figura 6.29: Gráfico da influência do número de poros e da porosidade no coeficiente global de transferência de calor dos condensadores com meios porosos, para  $T_{cond} = 90$  °C,  $\dot{m}_{ref} = 1,05$  kg/h e  $T_{ar,ent} = 50$  °C.

O gráfico do fator de *Colburn* em função do número de *Reynolds* pode ser visto na Fig. 6.30. Através deste gráfico, pode-se perceber que os valores do fator de transferência de calor de *Colburn* decrescem à medida que os valores do número de *Reynolds* crescem. Pode-se perceber através da tendência dos dados experimentais que, para um mesmo número de *Reynolds*, o condensador A apresenta o maior fator de *Colburn*, seguido dos condensadores B e C.

Portanto, os pontos experimentais mostram que tanto o número de poros como a porosidade afetam o comportamento dos valores do fator de *Colburn* apresentado pelos condensadores. Conclui-se que o aumento do número de poros com a redução da porosidade acarretam no aumento da performance térmica dos protótipos.

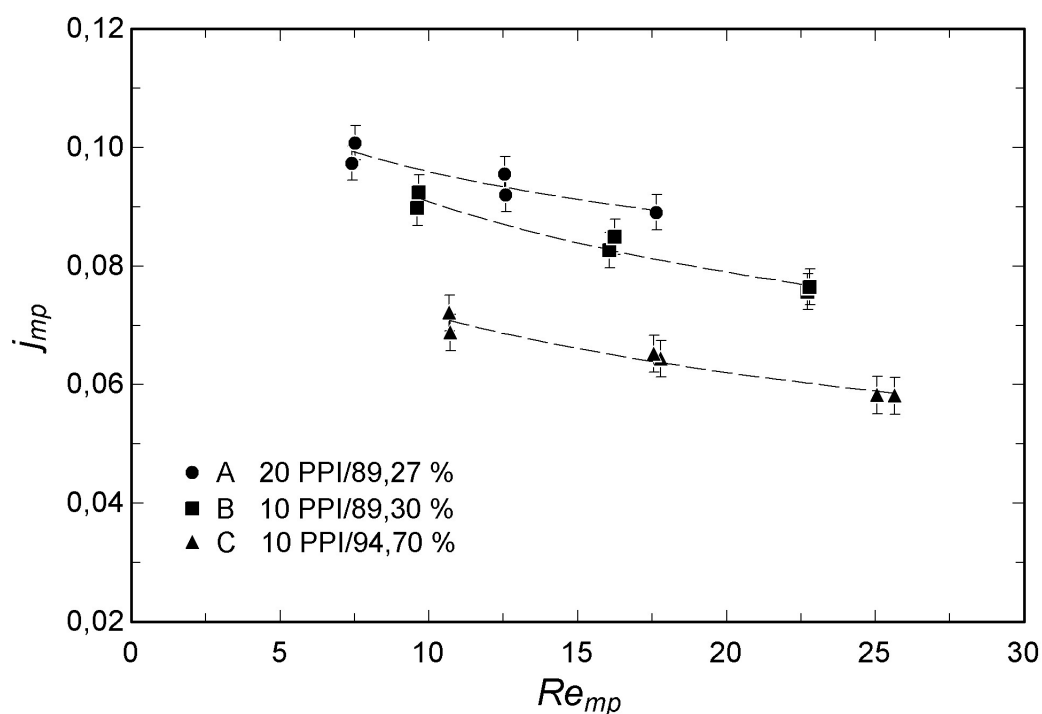


Figura 6.30: Gráfico da influência do número de poros e da porosidade no fator de *Colburn* dos condensadores com meios porosos, para  $T_{cond} = 90\text{ °C}$ ,  $\dot{m}_{ref} = 1,05\text{ kg/h}$  e  $T_{ar,ent} = 50\text{ °C}$ .

A Fig. 6.31 a seguir mostra o gráfico da coeficiente global de transferência de calor em função da potência de bombeamento requerida pelos condensadores. Pode-se ver que, para um mesmo coeficiente global de transferência de calor, os condensadores *A* e *B* apresentam potências de bombeamento muito próximas. Apenas para coeficientes de transferência de calor mais elevados o condensador *A* se mostra mais eficiente do que o condensador *B*, requerendo potências de bombeamento mais baixas. Para uma mesma potência de bombeamento, o condensador *A* é o que apresenta maior coeficiente de transferência de calor.

O meio poroso do condensador *A*, com maior número de poros, opera com uma transferência de calor mais eficiente, mas com maior queda de pressão associada. Desse modo, a variação do número de poros não trouxe benefícios ao desempenho termo-hidráulico dos condensadores porosos metálicos.

Ao se analisar a tendência dos dados experimentais dos condensadores *B* e *C*, nota-se que o condensador *B* possui menor potência de bombeamento, para o mesmo coeficiente global de transferência de calor. Portanto, a diminuição da porosidade acarretou numa melhora do desempenho dos condensadores avaliados.

O gráfico da Fig. 6.31 descreve ainda a potência de bombeamento requerida pelo condensador aletado descrito no capítulo 3. Através dos resultados experimentais, chega-se a conclusão que o condensador aletado teve melhor desempenho devido ao fato

de possuir maior coeficiente global de transferência de calor, para uma mesma potência de bombeamento. Logo, o condensador aletado possibilita que seja retirada uma determinada taxa de troca de calor a uma vazão volumétrica do ar mais baixa que os condensadores com meios porosos. Com esses resultados, pode-se concluir que o uso de meios porosos metálicos no condensador de um sistema de refrigeração miniaturizado não se mostrou uma solução viável para os parâmetros aqui analisados.

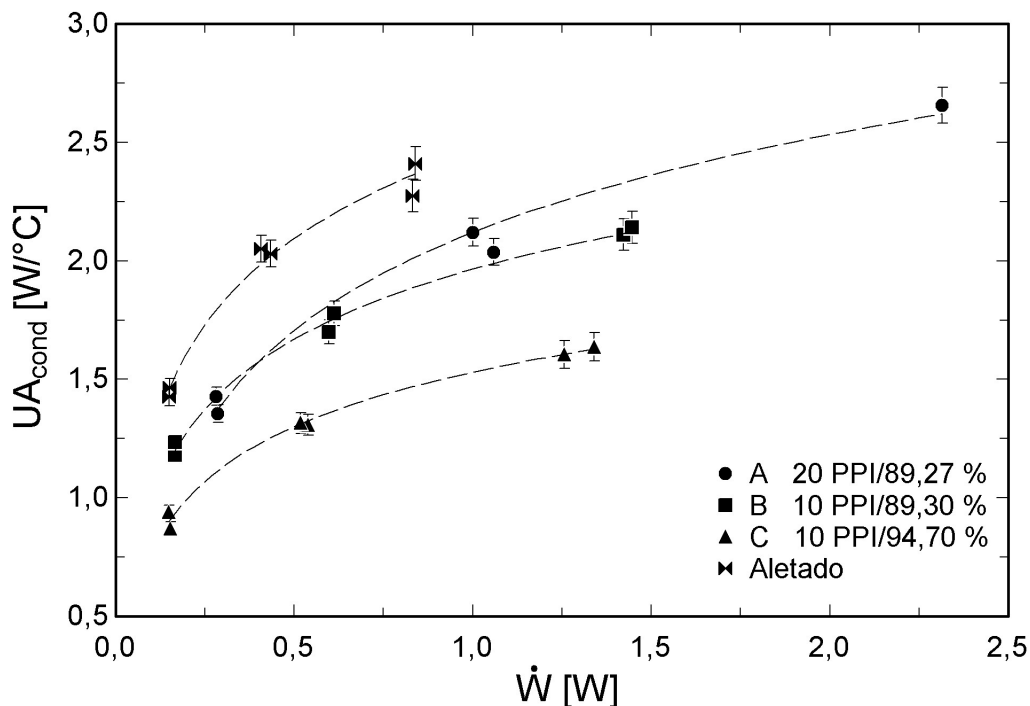


Figura 6.31: Gráfico da influência do número de poros e da porosidade na potência de bombeamento requerida pelos condensadores com meios porosos, para  $T_{cond} = 90\text{ °C}$ ,  $\dot{m}_{ref} = 1,05\text{ kg/h}$  e  $T_{ar,ent} = 50\text{ °C}$ .

As Figs. 6.32 a 6.37 apresentam os gráficos dos condensadores porosos metálicos, novamente nas seguintes condições: temperatura de condensação de  $45\text{ °C}$ , vazões mássicas do fluido refrigerante de  $0,40\text{ kg/h}$ , e temperatura de entrada do ar de  $25\text{ °C}$ . Os testes experimentais dos condensadores porosos com a vazão mássica do fluido refrigerante de  $0,47\text{ kg/h}$  são encontrados no apêndice G e possibilitam conclusões similares aos resultados dos testes com vazão mássica de  $0,40\text{ kg/h}$ .

Como pode ser visto nas Figs. 6.32 e G.13, os dados experimentais dos testes realizados na temperatura de condensação de  $45\text{ °C}$  apresentam a mesma tendência, em relação à queda de pressão, que os testes feitos na temperatura de condensação de  $90\text{ °C}$ . Novamente, pode-se ver o efeito que o número de poros e a porosidade provocam na perda de carga dos condensadores com meios porosos. Os condensadores que possuem o maior número de poros e a menor porosidade obtiveram maior queda de pressão ao longo dos meios porosos.

Assim como os dados relativos à queda de pressão, os valores do fator de atrito mostram as mesmas tendências discutidas anteriormente. Nos gráficos das Figs. 6.33 e G.14, o número de poros e a porosidade influem diretamente nos valores do fator de atrito dos condensadores com meios porosos. Nota-se que o aumento do número de poros e a redução da porosidade acarretam em maiores fatores de atrito dos meios porosos metálicos.

A taxa de transferência de calor e o coeficiente global de transferência de calor dos condensadores com meios porosos, na temperatura de condensação de 45 °C, podem ser vistos nas Figs. 6.34, G.15, 6.35 e G.16. Nestes gráficos, pode-se ver que os pontos experimentais se apresentaram próximos uns dos outros. Pode-se perceber, no entanto, que para um mesmo número de poros, o condensador com maior porosidade (poros maiores) apresenta menor transferência de calor do que o condensador com menor porosidade.

Os resultados referentes aos valores do fator de *Colburn* podem ser vistos nas Figs. 6.36 e G.17. Observa-se que a dependência do fator de *Colburn* com o número de *Reynolds* é mais acentuada para o condensador A, que possui uma maior quantidade de poros por unidade de volume. Ainda, para condensadores com o mesmo número de poros por unidade de volume, aquele com poros menores (menor porosidade) apresenta valores do fator de *Colburn* mais elevados.

Os coeficientes globais de transferência de calor, em função da potência de bombeamento aplicada pelo ventiladores, pode se visto nas Figs. 6.37 e G.18. Como nos testes realizados com a temperatura de condensação de 90 °C, o condensador aletado teve melhor desempenho do que todos os protótipos com meios porosos metálicos. Tais testes experimentais reforçam a conclusão que o uso dos meios porosos como mecanismo de intensificação da transferência de calor não deve ser aplicado em condensadores de um sistema de refrigeração miniaturizado.

Finalizando, a Fig. 6.38 mostra a comparação entre a taxa de transferência de calor efetuada pelo balanço de energia do lado do ar e do fluido refrigerante. Novamente, obteve-se um desvio de  $\pm 10\%$ . As razões responsáveis pela diferença nos cálculos da taxa de transferência de calor já foram citadas anteriormente.

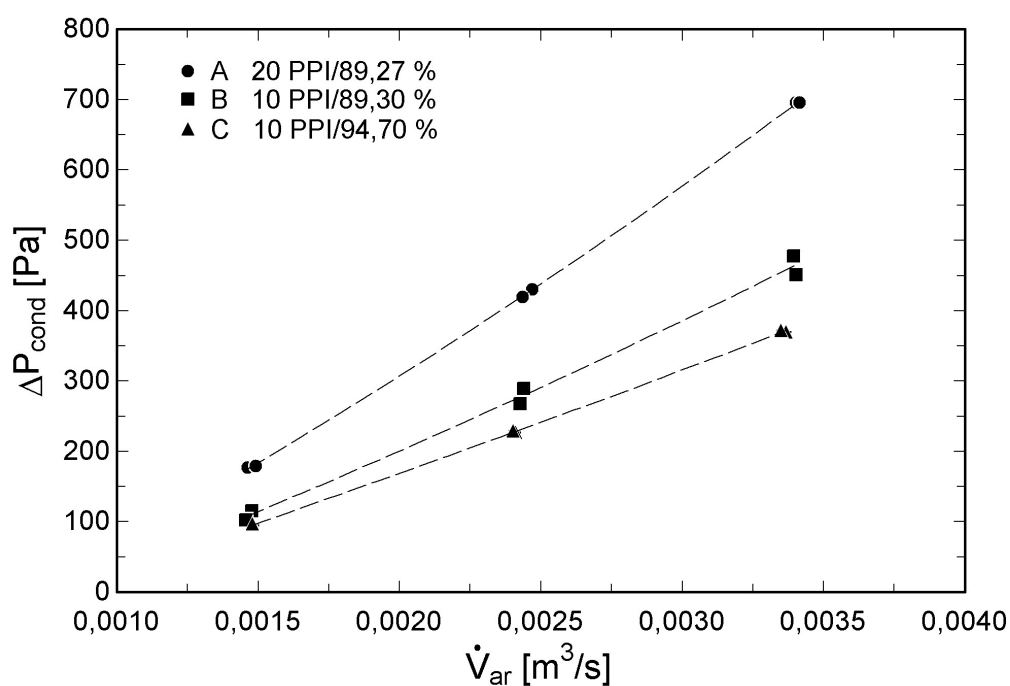


Figura 6.32: Gráfico da influência do número de poros e da porosidade na queda de pressão dos condensadores com meios porosos, para  $T_{cond} = 45$  °C,  $\dot{m}_{ref} = 0,40$  kg/h e  $T_{ar,ent} = 25$  °C.

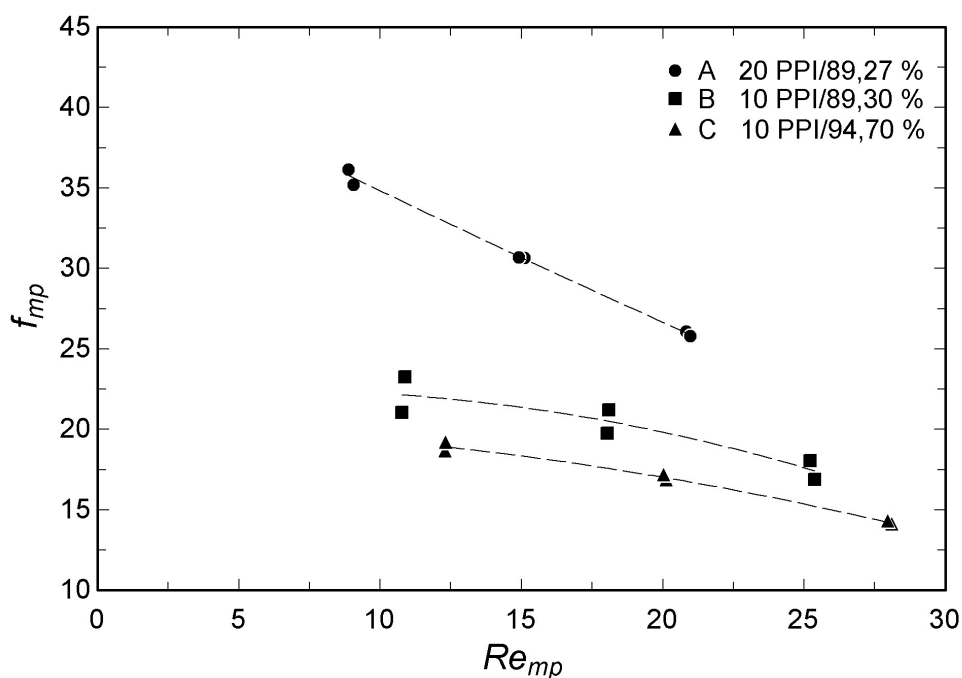


Figura 6.33: Gráfico da influência do número de poros e da porosidade no fator de atrito dos condensadores com meios porosos, para  $T_{cond} = 45$  °C,  $\dot{m}_{ref} = 0,40$  kg/h e  $T_{ar,ent} = 25$  °C.

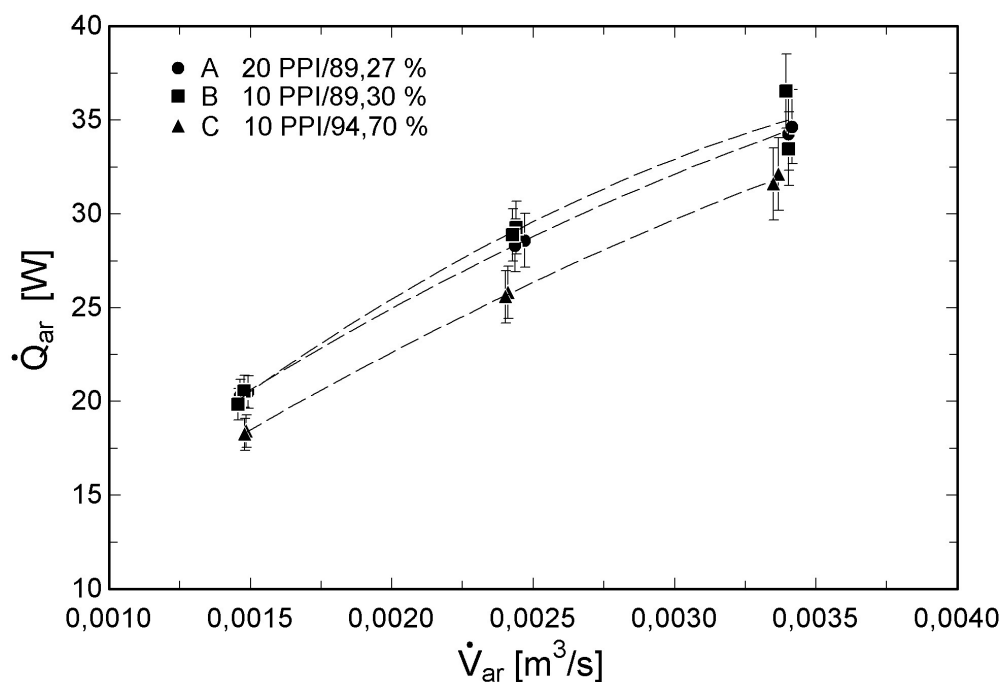


Figura 6.34: Gráfico da influência do número de poros e da porosidade na taxa de transferência de calor dos condensadores com meios porosos, para  $T_{cond} = 45$  °C,  $\dot{m}_{ref} = 0,40$  kg/h e  $T_{ar,ent} = 25$  °C.

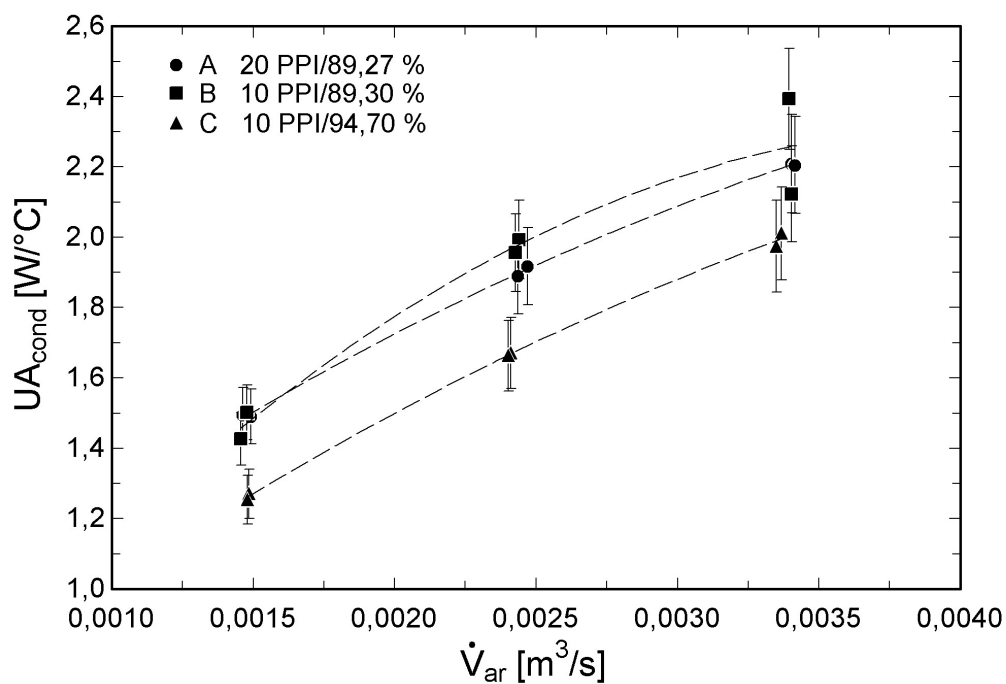


Figura 6.35: Gráfico da influência do número de poros e da porosidade no coeficiente global de transferência de calor dos condensadores com meios porosos, para  $T_{cond} = 45$  °C,  $\dot{m}_{ref} = 0,40$  kg/h e  $T_{ar,ent} = 25$  °C.

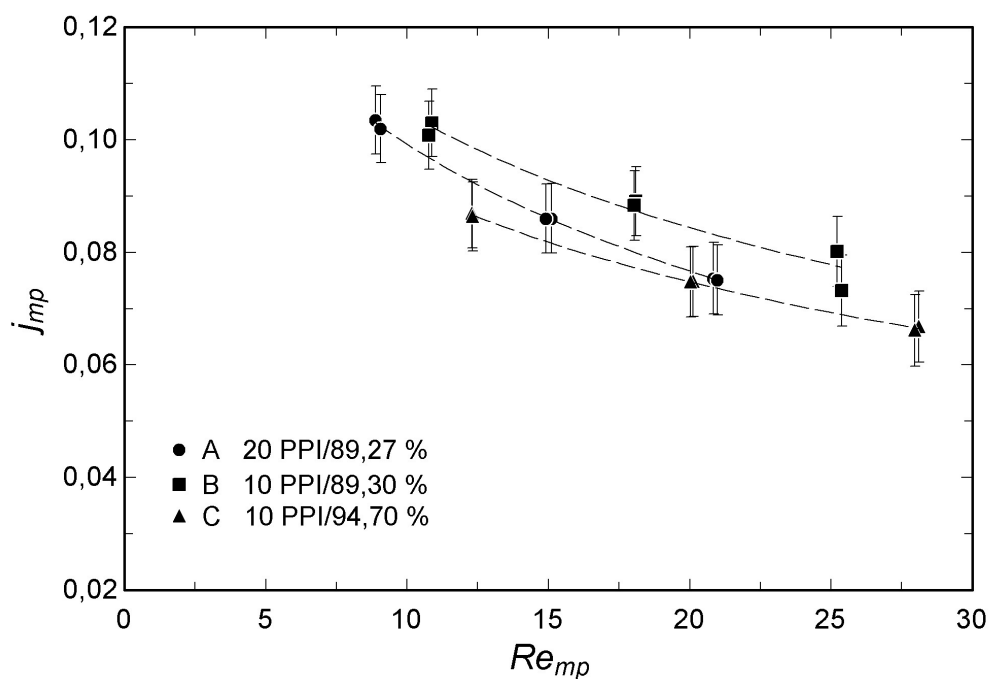


Figura 6.36: Gráfico da influência do número de poros e da porosidade no fator de Colburn dos condensadores com meios porosos, para  $T_{cond} = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $\dot{m}_{ref} = 0,40\text{ kg/h}$  e  $T_{ar,ent} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

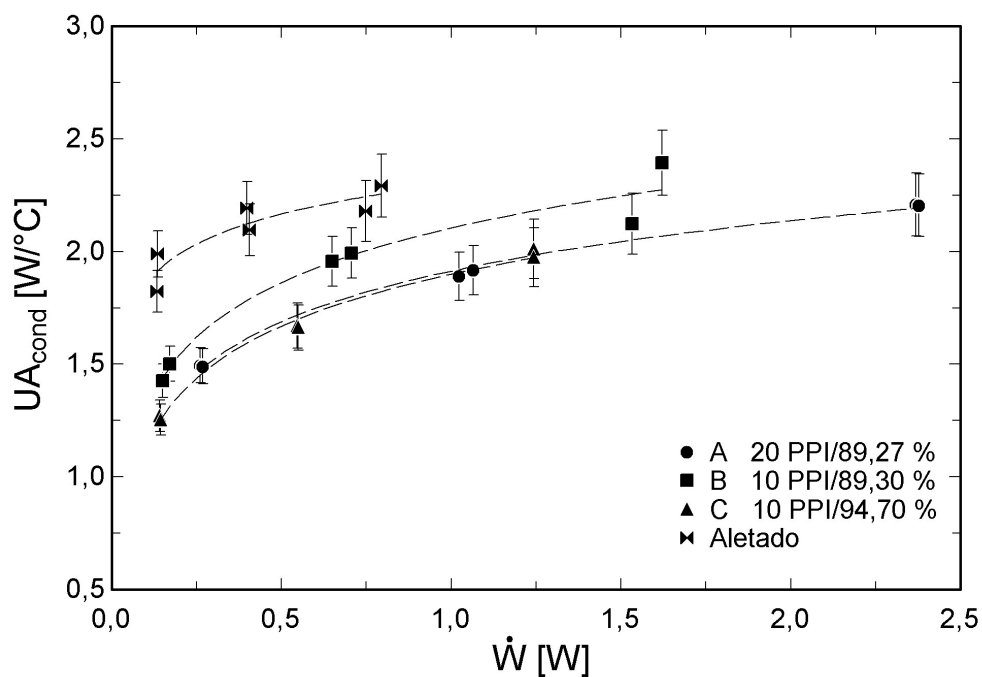


Figura 6.37: Gráfico da influência do número de poros e da porosidade na potência de bombeamento requerida pelos condensadores com meios porosos, para  $T_{cond} = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $\dot{m}_{ref} = 0,40\text{ kg/h}$  e  $T_{ar,ent} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

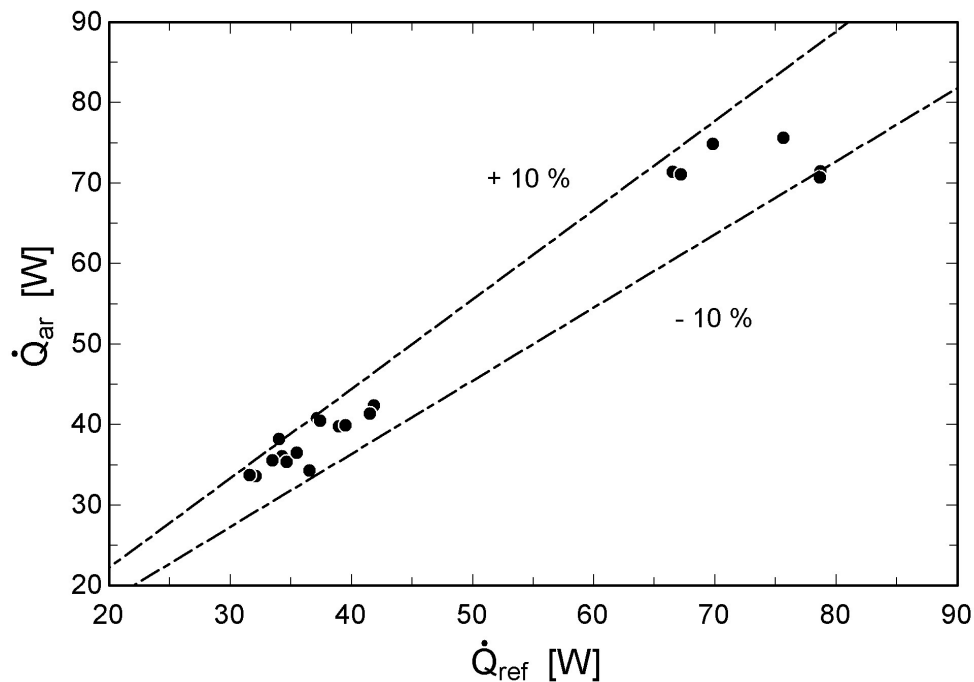


Figura 6.38: Gráfico da taxa de transferência de calor obtida pelo lado do ar e pelo lado do fluido refrigerante nos condensadores com meios porosos.

### 6.3 Evaporador Acoplado a Tubos de Calor

Nesta seção a atenção será devotada ao uso do evaporador como equipamento auxiliar para melhorar o desempenho dos tubos de calor, conforme aplicação explorada anteriormente. Com o modelo do evaporador acoplado a tubos de calor e com todas as condições do sistema de refrigeração estabelecidas, definiu-se o comprimento total dos canais do evaporador. No código computacional desenvolvido, variou-se o comprimento dos canais do evaporador, nas condições estabelecidas anteriormente, e a temperatura do processador foi obtida como dado de saída. O gráfico do efeito que a variação do comprimento dos canais do evaporador tem sobre a temperatura do processador pode ser visto na Fig. 6.39.

A seguinte regressão polinomial de quarta ordem foi obtida, representando a variação do comprimento do evaporador em função da temperatura do processador.

$$L_{evap} = 1,60 \times 10^2 - (7,96)T_{proc} + (1,48 \times 10^{-1})T_{proc}^2 - (1,23 \times 10^{-3})T_{proc}^3 + (3,84 \times 10^{-6})T_{proc}^4 \quad (6.1)$$

Para o bom funcionamento do processador, a temperatura do mesmo nunca deve exceder 75 °C. Entretanto, optou-se por reduzir em 2,5 % este valor, para se ter uma maior garantia do pleno funcionamento do dispositivo eletrônico. Então, para que a temperatura



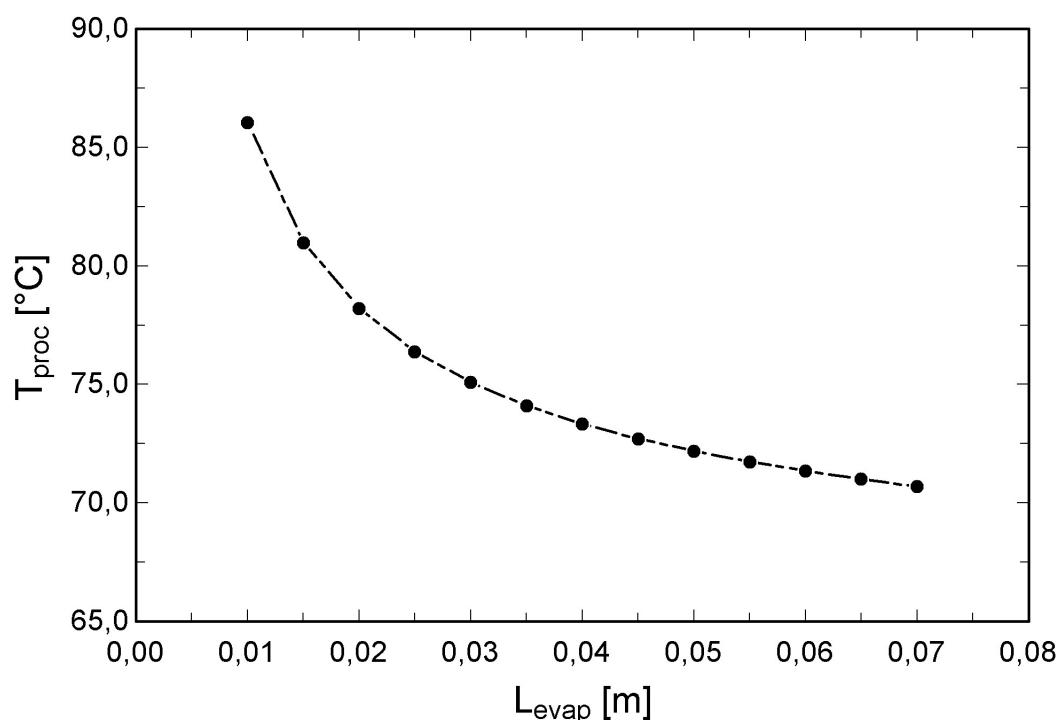


Figura 6.39: Gráfico do comprimento dos canais do evaporador em função da temperatura do processador.

do processador seja mantida em 73,12 °C, é imposto que o comprimento dos canais do evaporador tenha aproximadamente 0,045 m. O número de confinamento encontrado nos canais do evaporador foi de 0,53. Como o número de confinamento permaneceu abaixo do limite de 0,79, considerou-se que os canais presentes no evaporador não podem ser chamados de micro-canais. Com isso, a hipótese de não se levar em conta o efeito do diâmetro das bolhas no cálculo do coeficiente de transferência de calor se mostrou correta.

Para estas simulações, foi utilizada para a estimativa da queda de pressão no duto de vapor dos tubos de calor a correlação de Chi (1976). A comparação da queda de pressão dos modelos de Chi (1976) e Cotter (1965) estão apresentados na tabela 6.2. Pelos resultados da tabela 6.2, percebe-se que os valores da queda de pressão no duto de vapor calculada pelos dois modelos se apresentam muito próximos entre si, com uma diferença absoluta de no máximo 0,4 Pa. Portanto, o uso do modelo de avaliação da queda de pressão de Cotter (1965) promove, em conjunto com o código computacional, os mesmos resultados que o modelo de Chi (1976).

Convém observar que o aumento da queda de pressão no duto de vapor acompanhou o aumento do comprimento do evaporador. Entretanto, o aumento do comprimento do evaporador gera uma redução dos valores do campo de temperatura ao longo dos tubos de calor. Como uma menor temperatura de saturação possui uma maior entalpia de vaporização, a vazão mássica total de água que escoar pelo tubo de calor é reduzida, para

Tabela 6.2: Queda de pressão no duto de vapor dos tubos de calor para diferentes comprimentos da região de condensação.

$L_{evap}$ [m]	$\Delta P_{va}$ Chi (1976) [Pa]	$\Delta P_{va}$ Cotter (1965) [Pa]	Diferença [Pa]
0,010	514,1	514,1	0,0
0,015	608,0	608,2	0,2
0,020	665,2	665,4	0,2
0,025	702,4	702,6	0,2
0,030	727,3	727,5	0,2
0,035	744,0	744,3	0,3
0,040	754,9	755,2	0,3
0,045	761,6	761,9	0,3
0,050	764,9	765,2	0,3
0,055	765,7	766,0	0,3
0,060	764,4	764,8	0,4
0,065	761,5	761,8	0,3
0,070	757,1	757,5	0,4

a mesma taxa de transferência de calor. Nos últimos casos da tabela 6.2, o efeito da redução da vazão mássica foi um fator predominante sobre o aumento do comprimento efetivo dos tubos de calor. Isto explica a redução da queda de pressão do duto de vapor com o aumento do comprimento do evaporador.

O evaporador proposto neste trabalho, concebido inicialmente para ser acoplado a tubos de calor, foi inserido em um dissipador de calor que possui a mesma disposição que os tubos de calor possuirão na aplicação final. As condições de teste aplicadas no evaporador podem ser vistas na tabela 6.3.

Ao total foram realizados 16 testes, apenas para um protótipo. Não houve repetição dos testes. Durante a realização dos ensaios experimentais, os testes com a vazão mássica do fluido refrigerante de  $0,5 \text{ kg/h}$  e potência dissipada de  $60 \text{ W}$  não puderam ser realizadas devido aos altos níveis de temperatura alcançados no evaporador e no dissipador de calor.

Após o levantamento dos dados experimentais, foram obtidos os coeficientes globais de transferência de calor em todos os testes. Como quatro termopares foram instalados diretamente na superfície do evaporador, os coeficientes globais de transferência de calor dizem respeito apenas ao evaporador, sem que o alojamento seja incluído.

As Figs. 6.40 e 6.41 mostram os gráficos do coeficiente global de transferência de calor do evaporador em relação a vazão mássica do fluido refrigerante. Nestes gráficos, os dados relativos às temperaturas de saturação de  $45$  e  $55$  °C estão apresentados, para uma taxa de transferência calor de constante. Conforme a tabela 6.3, os valores de  $30$  e  $45 \text{ W}$  foram as taxas de transferência de calor escolhidas.

Como pode ser visto nas Figs. 6.40 e 6.41, a variação da vazão mássica do fluido

Tabela 6.3: Condições dos testes experimentais do evaporador.

$T_{evap}$ [°C]	$\dot{m}_{ref}$ [kg/h]	$\dot{Q}_{refri}$ [W]
45	0,50	30
45	0,50	45
45	1,00	30
45	1,00	45
45	1,00	60
45	1,50	30
45	1,50	45
45	1,50	60
55	0,50	30
55	0,50	45
55	1,00	30
55	1,00	45
55	1,00	60
55	1,50	30
55	1,50	45
55	1,50	60

refrigerante provoca a alteração do coeficiente de transferência de calor do evaporador. O coeficiente de transferência de calor nos canais do evaporador aumenta com o aumento da vazão mássica de fluido refrigerante que evapora entre eles.

De acordo com os mesmos gráficos, a mudança da temperatura de saturação do evaporador surtiu efeito sobre o coeficiente global de transferência de calor do evaporador apenas nos testes realizados com baixa vazão mássica de fluido refrigerante. Na Fig. 6.41, o teste realizado na temperatura de saturação de 45 °C e vazão mássica de fluido refrigerante de 0,5 kg/h apresentou o menor coeficiente global de transferência de calor. Isto ocorreu devido ao alto fluxo de calor na parede dos canais, provocando a completa evaporação do fluido refrigerante e resultando na queda do coeficiente de transferência de calor. Este fenômeno é usualmente conhecido como *dry-out*.

Os gráficos do coeficiente global de transferência de calor em função da taxa de transferência de calor podem ser vistos nas Figs. 6.42 e 6.43. O gráfico da Fig. 6.42 é referente à uma vazão mássica de fluido refrigerante constante de 1,00 kg/h, enquanto que a Fig. 6.43 apresenta os dados experimentais obtidos com a vazão mássica de 1,50 kg/h.

Através destes gráficos, pode-se afirmar que a taxa de transferência de calor tem pouca influência sobre os valores dos coeficientes globais de transferência de calor do evaporador. Assim sendo, o coeficiente de transferência de calor nos canais do evaporador é pouco afetado pela mudança da taxa de transferência de calor.

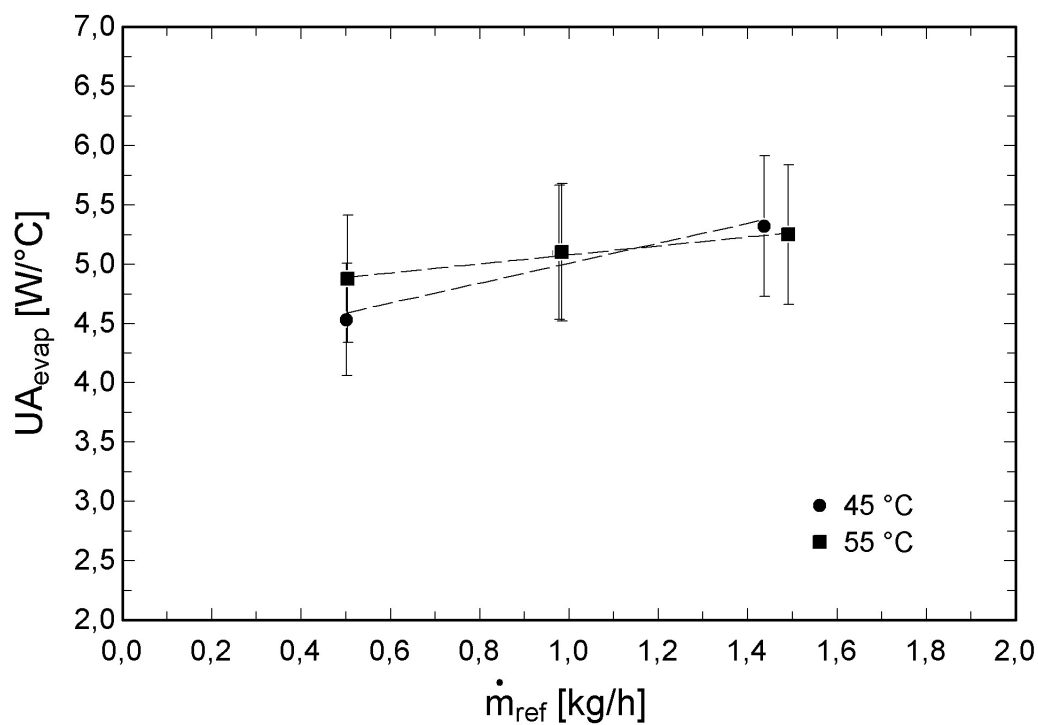


Figura 6.40: Gráfico da influência da vazão mássica do fluido refrigerante no coeficiente global de transferência de calor do evaporador, para  $\dot{Q}_{refri} = 30 \text{ W}$ .

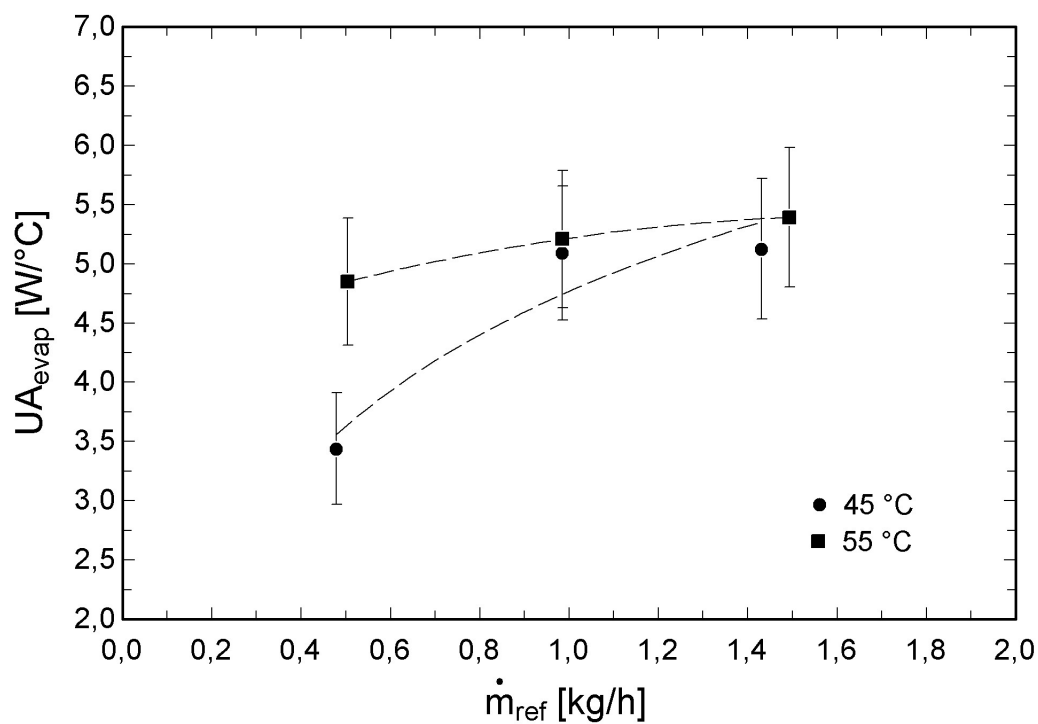


Figura 6.41: Gráfico da influência da vazão mássica do fluido refrigerante no coeficiente global de transferência de calor do evaporador, para  $\dot{Q}_{refri} = 45 \text{ W}$ .

Novamente, a mudança implementada na temperatura de evaporação não alterou o coeficiente global de transferência de calor no evaporador, para uma mesma taxa de transferência de calor.

Tais dados experimentais permitem que se verifique o mecanismo predominante na transferência de calor do escoamento bifásico presente no evaporador. Pode ser visto que o coeficiente de transferência de calor no interior dos canais depende do fluxo de massa que passa pelos canais, mas independe da temperatura de saturação do fluido e do fluxo de calor fornecido pelas resistências elétricas. Com isso, chega-se à conclusão que a ebulição convectiva é o fenômeno dominante no processo transferência de calor bifásica que ocorre nos canais do evaporador.

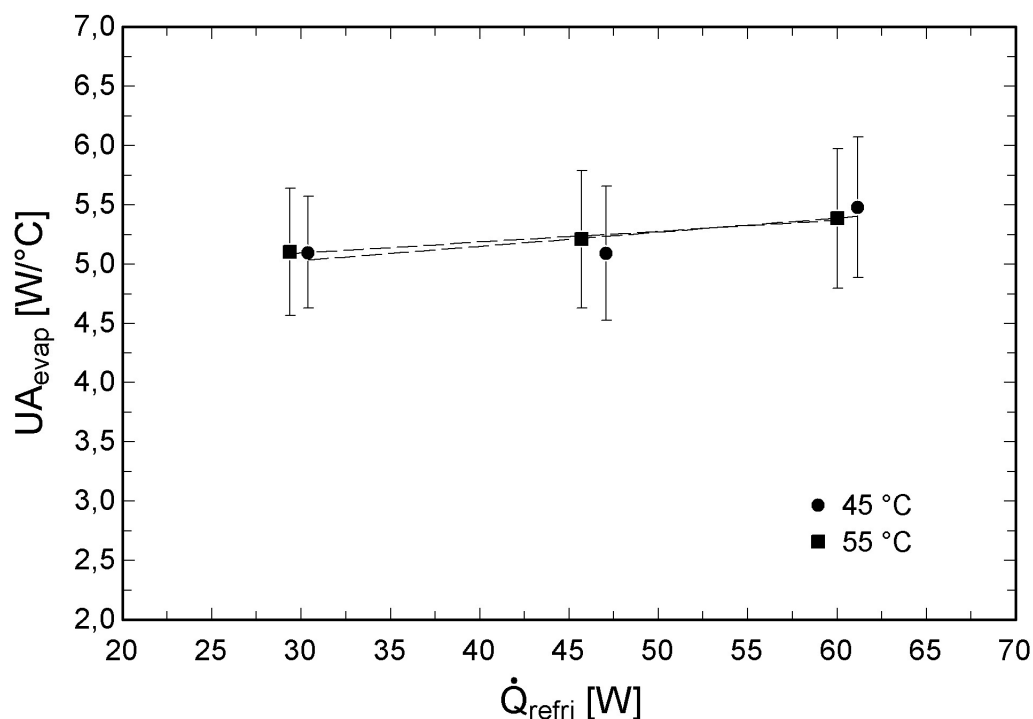


Figura 6.42: Gráfico da influência da taxa de transferência de calor no coeficiente global de transferência de calor do evaporador, para  $\dot{m}_{ref} = 1,00 \text{ kg/h}$ .

A Fig. 6.44 apresenta os valores dos coeficientes globais de transferência de calor medidos experimentalmente e obtidos no modelo teórico. Foram implementadas no código computacional as mesmas condições encontradas nos testes experimentais. Nenhum dos casos nos quais a capacidade de refrigeração foi arbitrada em 45 e 60 W puderam ser obtidos no modelo computacional, porque o limite capilar dos tubos de calor foi ultrapassado. Dessa maneira, apenas os testes com a capacidade de refrigeração de 30 W foram comparados com o modelo teórico do evaporador acoplado a tubos de calor.

De acordo com a Fig. 6.44, pode-se dizer que o modelo teórico obteve boa concordância com os dados experimentais levantados. Os coeficientes globais de transferência de calor

apresentaram dispersões menores que 5 % para todos os casos avaliados. Portanto, pode-se afirmar que o modelo teórico consegue prever de maneira satisfatória o comportamento do acoplamento dos tubos de calor a um evaporador de um sistema de refrigeração.

Nos testes experimentais dos evaporadores, não foi comparada a potência dissipada com a taxa de transferência de calor obtida através do balanço de energia do lado do fluido refrigerante porque não foi obtido vapor super-aquecido na saída do evaporador. Desse modo, novamente não foi possível especificar o estado termodinâmico do fluido refrigerante. Tal comparação foi efetuada apenas no teste realizado na temperatura de saturação de 45 °C, potência dissipada de 45 W e vazão mássica de 0,50 kg/h. Neste caso, foi encontrada uma discrepância de aproximadamente 9 %.

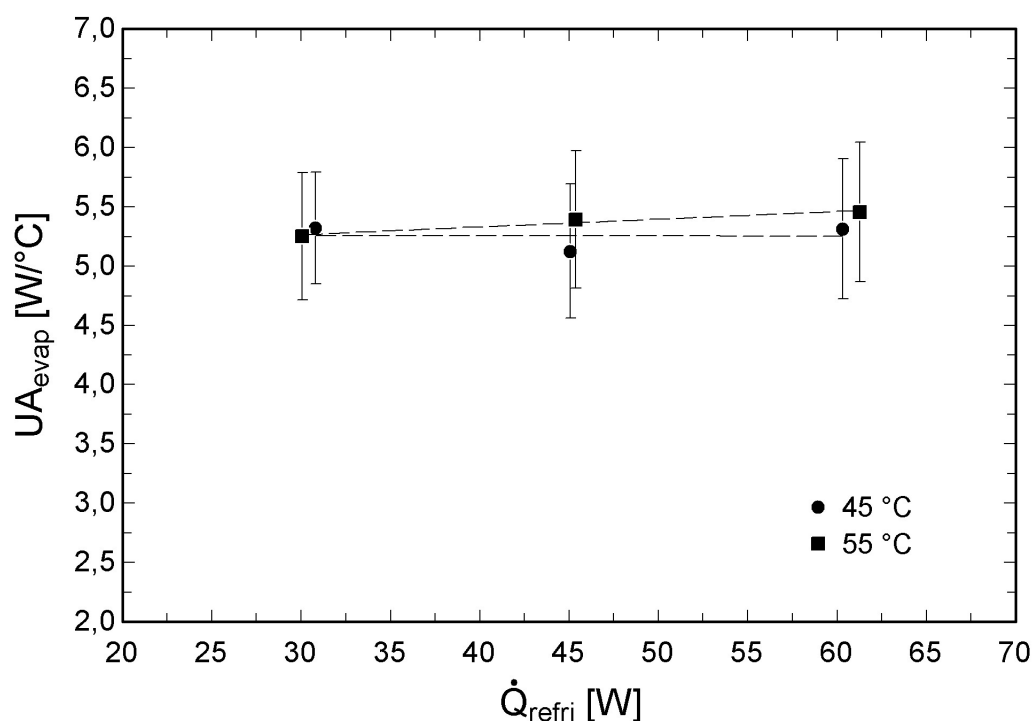


Figura 6.43: Gráfico da influência da taxa de transferência de calor no coeficiente global de transferência de calor do evaporador, para  $\dot{m}_{ref} = 1,50$  kg/h.

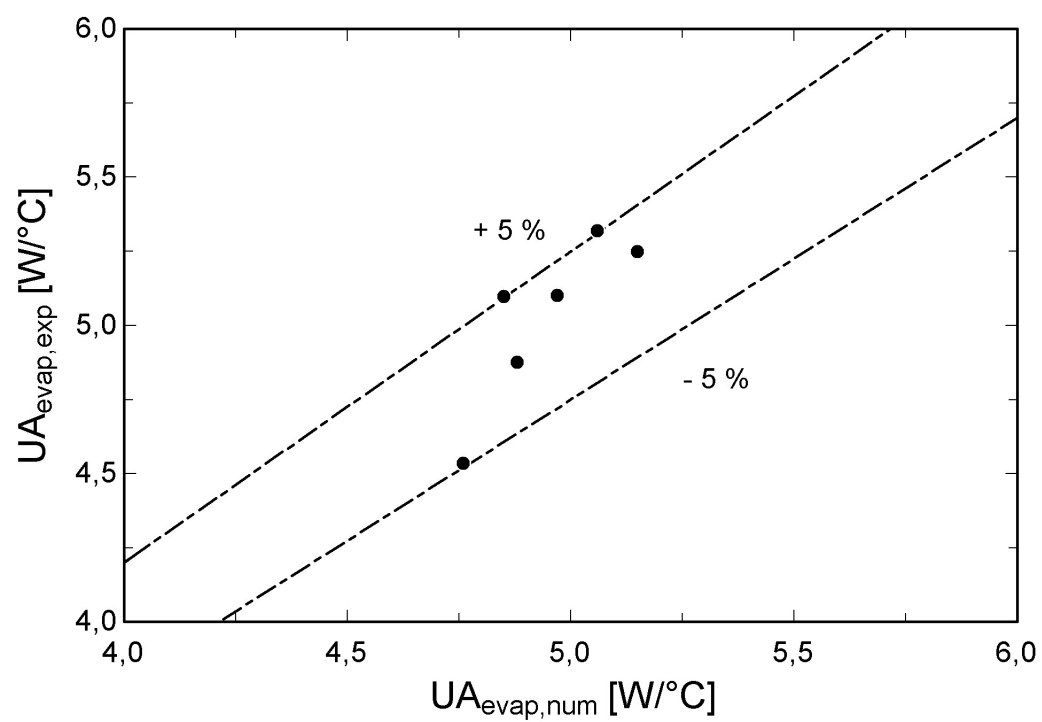


Figura 6.44: Gráfico da comparação entre os coeficientes globais de transferência de calor experimental e numérico do evaporador.

# Capítulo 7

## Considerações Finais

### 7.1 Conclusões

Observa-se um crescente volume de trabalhos relativos a sistemas de refrigeração miniaturizados nos últimos anos. Foram mostrados aqui estudos realizados na literatura sobre duas tecnologias que pretendem melhorar o desempenho dos trocadores de calor miniaturizados: meios porosos metálicos e micro-canais com mudança de fase. Estes trabalhos buscam, principalmente, a refrigeração de componentes eletrônicos, mais precisamente processadores de computadores pessoais. No entanto, alguns dos estudos relatados se mostraram contraditórios, e o presente trabalho pretende contribuir para a discussão da viabilidade do uso dessas tecnologias emergentes.

Os mecanismos de intensificação de calor citados anteriormente foram implementados em protótipos construídos especificamente para serem testados na presente dissertação. No caso dos condensadores, foram utilizadas aletas ventiladas e meios porosos metálicos do lado do ar, e micro-canais do lado do fluido refrigerante. Para o evaporador acoplado a tubos de calor, foram descritas todas as etapas do projeto, dando ênfase à modelagem dos tubos de calor e do próprio evaporador. Uma discussão sobre a necessidade da formulação do sistema híbrido evaporador/tubos de calor na refrigeração de processadores de *laptops* foi apresentada.

Uma bancada experimental para a avaliação do desempenho dos trocadores de calor foi construída. A bancada experimental foi separada em quatro partes: o circuito do ar, o circuito do fluido refrigerante, os dissipadores de calor e o sistema de aquisição de dados.

Os trocadores de calor foram colocados na bancada experimental e tiveram seus desempenhos avaliados. A seguir são apresentadas as principais conclusões obtidas neste trabalho:



- Nos condensadores aletados com micro-canais, a variação da altura das aletas de 5 *mm* para 7,5 *mm*, do comprimento de 32 *mm* para 27 *mm*, e o uso de dois conjuntos de aletas, um na parte superior e outro na parte inferior dos micro-canais, influíram na redução da queda de pressão ao longo dos condensadores.
- O maior comprimento das aletas e dois conjuntos de aletas contribuíram para melhora da transferência de calor nos condensadores aletados com micro-canais, na temperatura de saturação de 90 °C. O aumento da área superficial de troca de calor compensou a queda do coeficiente de transferência de calor nas aletas ventiladas, para uma mesma vazão de ar.
- As variações das características geométricas das aletas tiveram pouco efeito na capacidade de transferência de calor dos condensadores, na temperatura de saturação de 45 °C. O aumento da área superficial de troca de calor apenas anulou a redução do coeficiente de transferência de calor por convecção presente nas aletas.
- O condensador *B*, que possui dois conjuntos de aletas, maior altura das aletas e maior comprimento das aletas apresentou o melhor desempenho dentre todos os protótipos aletados com micro-canais.
- O uso do material alumínio na fabricação dos condensadores provou ser uma opção viável para a questão da redução de peso do sistema de refrigeração miniaturizado.
- Nos condensadores com meios porosos, notou-se que as variações do número de poros de 10 *PPI* para 20 *PPI*, e da porosidade de 94,70 % para 89,30 % acarretam no aumento da queda de pressão dos condensadores. O condensador com maior número de poros e menor porosidade obteve as maiores quedas de pressão.
- A diminuição do número de poros e o aumento da porosidade provocaram redução do coeficiente global de transferência de calor e da taxa de transferência de calor, para a temperatura de saturação de 90 °C. Para a temperatura de 45 °C, a transferência de calor é menos sensível às variações dos parâmetros geométricos do condensador poroso. No entanto, com a diminuição do número de poros, a transferência de calor tende a aumentar, especialmente para vazões de ar maiores. Mantido o número de poros, a transferência de calor aumenta com a diminuição da porosidade.
- O condensador aletado apresentou melhor desempenho que os condensadores porosos. Desse modo, o uso de meios porosos como mecanismo de intensificação da transferência de calor não é recomendado, para as condições testadas.
- Para os tubos de calor, verificou-se que os modelos elaborados por Chi (1976) e Cotter (1965), que prevêm a queda de pressão no duto de valor, apresentaram valores muito próximos, com uma diferença de no máximo 0,4 *Pa*. Por isso, o uso

de qualquer um dos modelos não influencia os resultados do código computacional elaborado para o sistema híbrido evaporador/tubos de calor.

- O aumento da vazão mássica do fluido refrigerante acarreta aumento do coeficiente de transferência de calor do evaporador testado. Ainda, o aumento da taxa de transferência de calor e da temperatura de saturação provocaram pouca influência no coeficiente global de transferência de calor do evaporador. Com isso, pode-se dizer que a ebulição convectiva foi o processo de troca de calor dominante nos canais do evaporador. Durante os testes experimentais, foram estabelecidos fluxos de calor na faixa de  $37000\text{--}75000\text{ W/m}^2$ .
- O modelo do sistema híbrido evaporador/tubos de calor foi utilizado para a definição do comprimento total dos canais do evaporador. O número de confinamento obtido confirma a hipótese de que os canais arbitrados no evaporador não devem ser considerados como micro-canais. A comparação com os resultados experimentais mostram que há uma boa concordância entre os testes e o modelo implementado, com uma discrepância não maior que 5 %. O uso de um evaporador para melhorar o desempenho de tubos de calor utilizados no resfriamento de processadores se mostrou adequado e viável.

## 7.2 Sugestões para Trabalhos Futuros

Sugere-se para prosseguimento dos trabalhos relacionados a trocadores de calor para sistemas de refrigeração miniaturizados, as seguintes atividades:

- Realizar testes de evaporadores com micro-canais, em contato direto com a fonte de aquecimento. O dissipador de calor chamado de veículo de testes pode ser facilmente utilizado para este fim;
- Implementar uma forma de controlar o título na entrada dos evaporadores que tenham micro-canais internos. Foi visto em diversos estudos que o coeficiente de transferência de calor em micro-canais atinge o seu valor máximo para títulos em torno de 40 %;
- Montar um aparato experimental que seja fiel à aplicação do sistema híbrido evaporador/tubo de calor. Neste caso, devem fazer parte do aparato os seguintes equipamentos: veículo de testes, tubos de calor, alojamento e o evaporador descrito neste trabalho de mestrado;
- Adaptar a bancada experimental, para que evaporadores também possam ser avaliados no circuito do ar;

- Implementar num código comercial de volumes finitos às rotinas de cálculo que prevêem os fenômenos encontrados nos tubos de calor e no evaporador. Dessa forma, será possível quantificar o efeito do uso de aletas na aplicação final;
- Avaliar todo o sistema de refrigeração miniaturizado, ao invés de apenas os trocadores de calor. Com isso, será possível analisar o impacto que os componentes e as condições exercem sobre coeficiente de performance do sistema;
- Melhorar o controle da vazão volumétrica do ar e da vazão mássica de fluido refrigerante, que são controladas manualmente. Um controle computacional dessa condições permitirá maior automatização da bancada experimental e melhor repetibilidade dos testes experimentais.

# Referências Bibliográficas

AKERS, W. W.; DEANS, H. A.; CROSSER, O. K. Condensation heat transfer within horizontal tubes. *Chemical Engineering Program Symposium Series*, v. 55, p. 171–176, 1959.

ASHRAE 33. *Method of Testing Forced Circulation Air Cooling and Air Heating Coils*. 2000.

ASHRAE 51. *Laboratory methods of testing fans for rating*. 1985.

BERTSCH, S. S.; GROLL, E. A.; GARIMELLA, S. V. Flow boiling heat transfer in microchannel cold plate evaporators for electronics cooling. In: *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. Purdue: [s.n.], 2008.

BOOMSMA, K.; POULIKAKOS, D.; ZWICK, F. Metal foam as compact high performance heat exchangers. *Mechanics of Materials*, v. 35, p. 1161–1176, 2003.

BRAUNER, N.; ULLMAN, A. The prediction of flow pattern maps in minichannels. In: *Japanese-european Two-phase Flow Group Meeting*. Kyoto: [s.n.], 2006.

CAREY, V. P. *Liquid-vapor phase-change phenomena*. Bristol: Taylor and Francis, 1992.

CHEN, J. C. Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow. *Industrial and Engineering Chemistry - Process Design and Development*, v. 5, n. 3, p. 322–329, July 1966.

CHI, S. *Heat pipe theory and practice: a sourcebook*. Washington: Hemisphere, 1976.

- COGGINS, C.; GERLACH, D.; JOSHI, Y.; FEDOROV, A. Compact, low temperature refrigeration of microprocessors. In: *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. Purdue: [s.n.], 2006.
- COLBURN, A. P. A method of correlating forced convection heat transfer data and a comparison with fluid friction. *Transactions of the AIChE*, v. 29, p. 174–210, 1933.
- COTTER, T. P. *Theory of heat pipes*. Albuquerque, 1965.
- DONG, T.; YANG, Z. Measurement and modeling of r141b condensation heat transfer in silicon rectangular microchannels. *Journal of Micromechanics and Microengineering*, v. 18, p. 1–16, 2008.
- EES. *Engineering equation solver for microsoft windows operating systems*. 2002.
- FAGHRI, A. *Heat pipe science and technology*. New York: Taylor and Francis, 1995.
- FLOYD, D. E.; TOPOLSKI, M. J.; DARABI, J. Design and evaluation of copper metal foams in cold plates. In: *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*. Chicago: [s.n.], 2006.
- FLUENT. *User's guide*. 1999.
- FOX, R. W.; MCDONALD, A. T. *Introdução à mecânica dos fluidos*. 5. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2001.
- FRIEDEL, L. Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two phase pipe flow. In: *European Two Phase Flow Group Meeting*. Ispra, Italy: [s.n.], 1979. p. Paper E2.
- GORRING, R. L.; CHURCHILL, S. W. Thermal conductivity of heterogeneous materials. *Chem. eng. prog.*, v. 57, p. 53–59, 1961.
- GOSNEY, W. B. *Principles of refrigeration*. Cambridge: Cambridge university press, 1982.

HAACK, D. P.; BUTCHER, K. R.; KIM, T.; LU, T. J. Novel lightweight metal foam heat exchangers. In: *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*. Orlando: [s.n.], 2000.

HETSRONI, G.; MOSYAK, A.; SEGAL, Z.; ZISKIND, G. A uniform temperature heat sink for cooling of electronic devices. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 45, p. 3275–3286, 2002.

HU, J.; CHAO, Y. H. An experimental study of the fluid flow and heat transfer characteristics in micro-condensers with slug-bubbly flow. *International Journal of Refrigeration*, v. 30, p. 1309–1318, 2007.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. *Fundamentos de transferência de calor*. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

INMETRO. *Guia para a expressão da incerteza de medição*. Rio de Janeiro, 1998.

INTEL. 2001. US6328097.

KAVIANY, M. *Principles of Heat Transfer in Porous Media*. 2. ed. New York: Springer-Verlag, 1995.

KAYS, W. M.; LONDON, A. L. *Compact Heat Exchangers*. 3. ed. New York: Krieger Publishing Company, 1984.

KEW, P. A.; CORNWELL, K. Boiling in small parallel channels. *Energy Efficiency in Process Technology*, Elsevier Applied Science, p. 624–638, 1993.

KREITH, F. *Princípios da transmissão de calor*. 3. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 1977.

MAXWELL, J. *A treatise on electricity and magnetism*. Oxford: Clarendon Press, 1998.

MONGIA, R.; MASAHIRO, K.; DISTEFANO, E.; BARRY, J.; CHEN, W.; IZENSON, M.; POSSAMAI, F.; ZIMMERMANN, A.; MOCHIUKI, M. Small scale refrigeration system for electronics cooling within a notebook computer. In: *ITHERM*. San Diego:

[s.n.], 2006. p. 751–758.

MONGIA, R. K. Comunicação pessoal. INTEL. 2007.

MONGIA, R. K.; KURODA, M.; POKHARNA, H. Heat pipe needs in future mobile platforms. In: *International Heat Pipe Conference*. Florianópolis: [s.n.], 2007.

MOSER, K. W.; WEBB, R. L.; NA, B. A new equivalent reynolds number model for condensation in smooth tubes. *ASME Journal of Heat Transfer*, v. 120, p. 410–417, 1998.

NIELD, D. A.; BEJAN, A. *Convection in porous media*. New York: Springer-Verlag, 1992.

NNANNA, A. G. A. Application of refrigeration system in electronics cooling. *Applied Thermal Engineering*, v. 26, p. 18–27, 2006.

ORTEGA, A.; BIRLE, J. R. The evolution of air cooling in electronic system and observations about its limits. In: *ISHMT-ASME Heat and Mass Transfer Conference*. Guwahati: [s.n.], 2006.

PHELAN, P. E.; CHIRAC, V. A.; LEE, T. Current and future miniature refrigeration cooling technologies for high power microelectronics. *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, v. 25, p. 356–365, 2002.

PORVAIR SELLE. <http://www.selee.com/>, 2008.

QU, W.; MUDAWAR, I. Measurement and prediction of pressure drop in two-phase micro-channel heat sinks. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 46, p. 2737–2753, 2003.

SHAH, R. K.; SEKULIC, D. P. *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. New Jersey: Wiley, 2003.

SHANNON, M. A.; PHILPOT, M. L.; MILLER, N. R.; BULLARD, C. W.; BEEBE, D. J.; JACOBI, A. M.; HRNJAK, P. S.; SAIF, T.; ALURU, N.; SEHITOGLU, H.;

ROCKETT, A.; ECONOMY, J. Integrated mesoscopic cooler circuits (imccs). In: *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exhibition*. Nashville: [s.n.], 1999.

SHIN, J.; KIM, M. H. An experimental study of flow condensation heat transfer inside circular and rectangular mini-channels. *Heat Transfer Engineering*, v. 26, p. 36–44, 2005.

THOME, J. R. *Enhanced boiling heat transfer*. New York: Hemisphere, 1990.

THOME, J. R. Fundamentals of boiling and two-phase flows in microchannels. In: *International Heat Transfer Conference*. Sydney: [s.n.], 2006.

TRUTASSANAWIN, S.; GROLL, E. Numerical analysis of a miniature-scale refrigeration system (msrs) for electronics cooling. In: *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. Purdue: [s.n.], 2004.

TRUTASSANAWIN, S.; GROLL, E. A.; GARIMELLA, S. V.; CREMASCHI, L. Experimental investigation of a miniature-scale refrigeration system for electronics cooling. *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, v. 29, p. 678–687, 2006.

WEBB, R. L. *Principles of enhanced heat transfer*. New York: John Wiley & sons, 1994.

WIKIPEDIA. <http://www.wikipedia.org/>, 2008.

YUAN, S. W.; FINKELSTEIN, A. B. Laminar flow with injection and suction through a porous wall. *Transactions of ASME*, v. 78, p. 719–724, 1956.



## Apêndice A

### Coeficiente Global de Transferência de Calor - $UA$

A expressão utilizada na obtenção do coeficiente global de transferência de calor pode ser obtida através da diferença local das temperaturas dos fluidos responsáveis pela troca de calor, descrita por Incropera e DeWitt (2008). Nas extremidades do trocador de calor contra-corrente desenhado de forma esquemática na Fig. A.1, as temperaturas são definidas como:

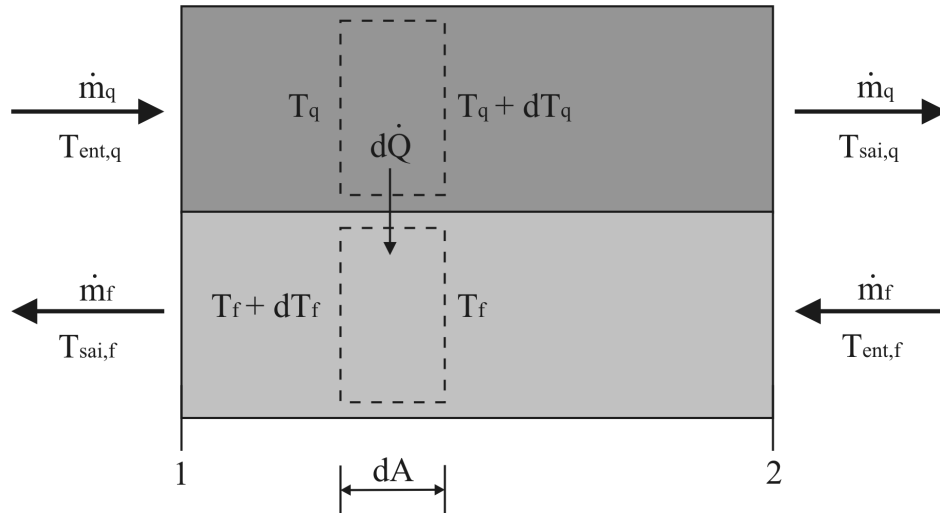


Figura A.1: Desenho esquemático da transferência de calor entre os fluidos quente e frio.

$$\Delta T_1 = T_{ent,q} - T_{sai,f} \quad (A.1)$$

$$\Delta T_2 = T_{sai,q} - T_{ent,f} \quad (A.2)$$

Realizando um balanço de energia nos elementos diferenciais apresentados na Fig. A.1, tem-se:

$$d\dot{Q} = -\dot{m}_q c_{p,q} dT_q \quad (\text{A.3})$$

$$d\dot{Q} = \dot{m}_f c_{p,f} dT_f \quad (\text{A.4})$$

A taxa de transferência de calor através da área  $dA$  pode ser descrita como:

$$d\dot{Q} = U \Delta T dA \quad (\text{A.5})$$

onde:

$$\Delta T = T_q - T_f \quad (\text{A.6})$$

Ainda, a forma diferencial da eq. A.6 é expressa como:

$$d(\Delta T) = dT_q - dT_f \quad (\text{A.7})$$

Substituindo as eqs. A.3 e A.4 na eq. A.7, tem-se:

$$d(\Delta T) = -d\dot{Q} \left( \frac{1}{\dot{m}_q c_{p,q}} + \frac{1}{\dot{m}_f c_{p,f}} \right) \quad (\text{A.8})$$

Agora, substituindo a eq. A.5 na eq. A.8, e integrando ao longo de todo o trocador de calor, obtêm-se as seguintes expressões:

$$\int_1^2 \frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = -U \left( \frac{1}{\dot{m}_q c_{p,q}} + \frac{1}{\dot{m}_f c_{p,f}} \right) \int_1^2 dA \quad (\text{A.9})$$

$$\ln \left( \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right) = -UA \left( \frac{1}{\dot{m}_q c_{p,q}} + \frac{1}{\dot{m}_f c_{p,f}} \right) \quad (\text{A.10})$$

Através do balanço de energia global do trocador de calor, pode-se dizer que:

$$\dot{Q} = \dot{m}_q c_{p,q} (T_{ent,q} - T_{sai,q}) = \dot{m}_f c_{p,f} (T_{sai,f} - T_{ent,f}) \quad (\text{A.11})$$

Substituindo a eq. A.11 na eq. A.10, obtêm-se:

$$\ln \left( \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right) = -\frac{UA}{\dot{Q}} [(T_{ent,q} - T_{sai,q}) + (T_{sai,f} - T_{ent,f})] \quad (\text{A.12})$$

Pelo uso das eqs. A.1 e A.2, chega-se a:

$$UA = \frac{\dot{Q}}{\Delta T_2 - \Delta T_1} \ln(\Delta T_2 / \Delta T_1) \quad (\text{A.13})$$

## Apêndice B

### Fator de Fricção - $f$

A estimativa do fator de fricção deve ser obtida através da queda de pressão do escoamento de ar ao longo do trocador de calor. De acordo com Kays e London (1984), a queda de pressão do fluido no trocador de calor pode ser dividida em três regiões distintas: a de entrada, a central e a de saída. A queda de pressão total é estabelecida como a soma das três parcelas. As regiões de entrada, central e saída estão estabelecidas entre as posições 1, 2, 3 e 4, de acordo com a Fig. B.1.

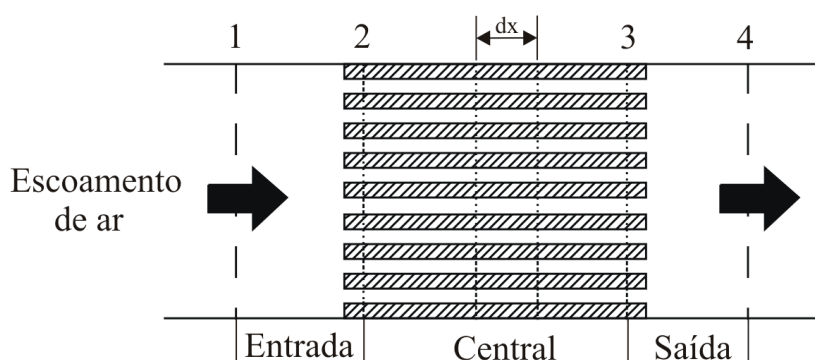


Figura B.1: Desenho esquemático do escoamento de ar ao longo do trocador de calor.

#### B.1 Regiões de Entrada e Saída

Considerando que não há variação da massa específica do fluido no trecho e que o escoamento é incompressível, a parcela reversível da queda de pressão na região de entrada pode ser obtida pela equação de *Bernoulli* a seguir:

$$P_1 - P_2|_{rev} = \rho_1 \left( \frac{v_2^2}{2} - \frac{v_1^2}{2} \right) = \frac{\rho_1 v_2^2}{2} \left[ 1 - \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^2 \right] \quad (\text{B.1})$$

Com o auxílio da equação da continuidade e introduzindo o termo  $\sigma$  e  $G$ , temos:

$$\sigma = \frac{A_{ar}}{A_{face}} = \frac{v_1}{v_2} \quad (\text{B.2})$$

$$G = \rho_1 v_2 \quad (\text{B.3})$$

Substituindo as eqs. B.2 e B.3 na eq. B.1, a queda de pressão na região de entrada devido apenas a variação da área, fica:

$$P_1 - P_2|_{rev} = \frac{G^2}{2\rho_1} (1 - \sigma^2) \quad (\text{B.4})$$

A contribuição irreversível da queda de pressão é associada à súbita contração e livre expansão do escoamento. A separação do escoamento e escoamentos secundários produzem quedas irreversíveis na pressão, e estas perdas consideradas através do coeficiente  $K_c$ , conforme pode ser visto a seguir:

$$P_1 - P_2|_{irrev} = K_c \frac{G^2}{2\rho_1} \quad (\text{B.5})$$

Somando as parcelas reversíveis e irreversíveis, a queda de pressão na região de entrada fica:

$$\Delta P_{1,2} = P_1 - P_2 = \frac{G^2}{2\rho_1} (1 - \sigma^2 + K_c) \quad (\text{B.6})$$

Analogamente, a queda de pressão na região de saída pode ser descrita como:

$$\Delta P_{3,4} = P_3 - P_4 = \frac{G^2}{2\rho_4} (1 - \sigma^2 - K_e) = \frac{G^2}{2\rho_1} (1 - \sigma^2 - K_e) \frac{\rho_1}{\rho_4} \quad (\text{B.7})$$

## B.2 Região Central

A queda de pressão na região central do trocador de calor é comumente ocasionada por dois fatores: pela fricção do fluido e pela contrações e expansões internas. Através da aplicação da equação da quantidade de movimento num volume de controle infinitesimal,

obtem-se:

$$G^2 A_{ar} \left[ \frac{1}{\rho} + \frac{d}{dx} \left( \frac{1}{\rho} \right) dx \right] - \frac{G^2 A_{ar}}{\rho} = P A_{ar} - \left( P + \frac{dP}{dx} dx \right) A_{ar} - \tau p dx \quad (\text{B.8})$$

onde  $\tau$  representa a tensão cisalhante efetiva devido a fricção na parede, arrasto de forma e contrações e expansões internas. O termo  $p$  é o perímetro molhado da passagem do fluido sobre a superfície do trocador de calor.

O fator de atrito de *Fanning*,  $f$ , pode ser definido como a razão entre a tensão cisalhante  $\tau$  e a energia cinética do escoamento por unidade de volume.

$$f = \frac{\tau}{\rho V^2 / 2} = \frac{\tau}{G^2 / 2\rho} \quad (\text{B.9})$$

Substituindo a eq. B.9 na eq.B.8, consegue-se o seguinte:

$$-\frac{dP}{dx} = G^2 \frac{d}{dx} \left( \frac{1}{\rho} \right) + \frac{G^2 f}{2\rho} \frac{p}{A_{ar}} \quad (\text{B.10})$$

Fazendo  $d(1/\rho) = -(1/\rho^2)dp$ , integrando entre as posições 2 e 3 e estabelecendo o diâmetro hidráulico descrito no capítulo 3, chega-se a queda de pressão total da região central,

$$\Delta P_{2,3} = P_2 - P_3 = -\frac{G^2}{2\rho_1} \left[ 2 \left( \frac{\rho_1}{\rho_4} - 1 \right) + f \frac{4L}{D_h} \rho_1 \left( \frac{1}{\rho_m} \right) \right] \quad (\text{B.11})$$

onde  $\rho_m$  é a massa específica média do ar ao longo do trocador de calor.

### B.3 Queda de Pressão Total

A queda de pressão total é obtida pela soma das parcelas  $\Delta P_{1,2}$ ,  $\Delta P_{2,3}$  e  $\Delta P_{3,4}$ , das eqs. B.6, B.7 e B.11.

$$\Delta P = \Delta P_{1,2} + \Delta P_{2,3} + \Delta P_{3,4} \quad (\text{B.12})$$

$$\Delta P = \frac{G^2}{2\rho_1} \left[ (1 - \sigma^2 + K_c) + 2 \left( \frac{\rho_1}{\rho_4} - 1 \right) + f \frac{4L\rho_1}{D_h\rho_m} - (1 - \sigma^2 - K_e) \frac{\rho_1}{\rho_4} \right] \quad (\text{B.13})$$

## Apêndice C

### Projeto do Evaporador

### Miniaturizado Acoplado a Tubos de Calor

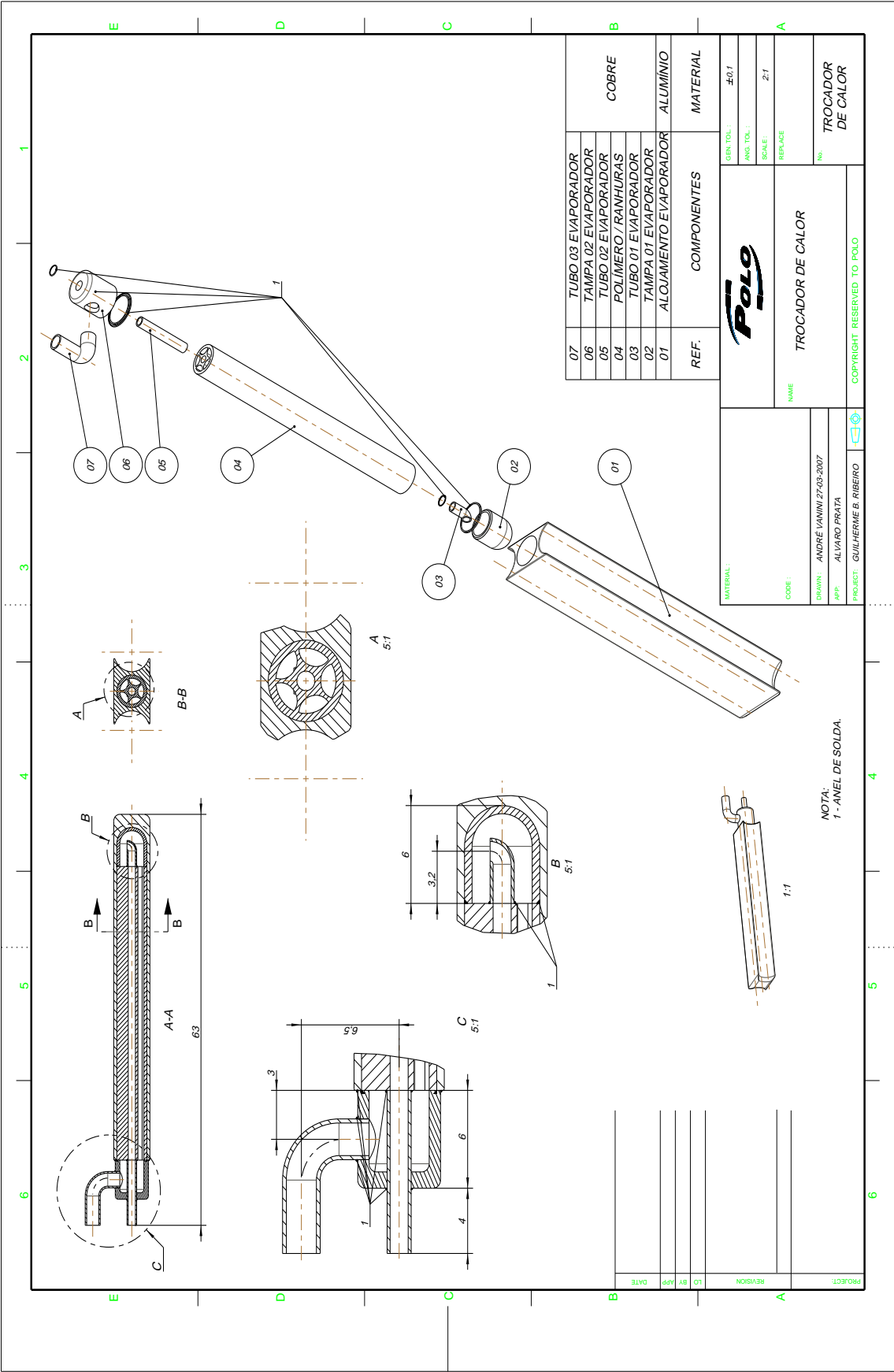


Figura C.1: Desenho técnico do evaporador acoplado a tubos de calor - Parte I.



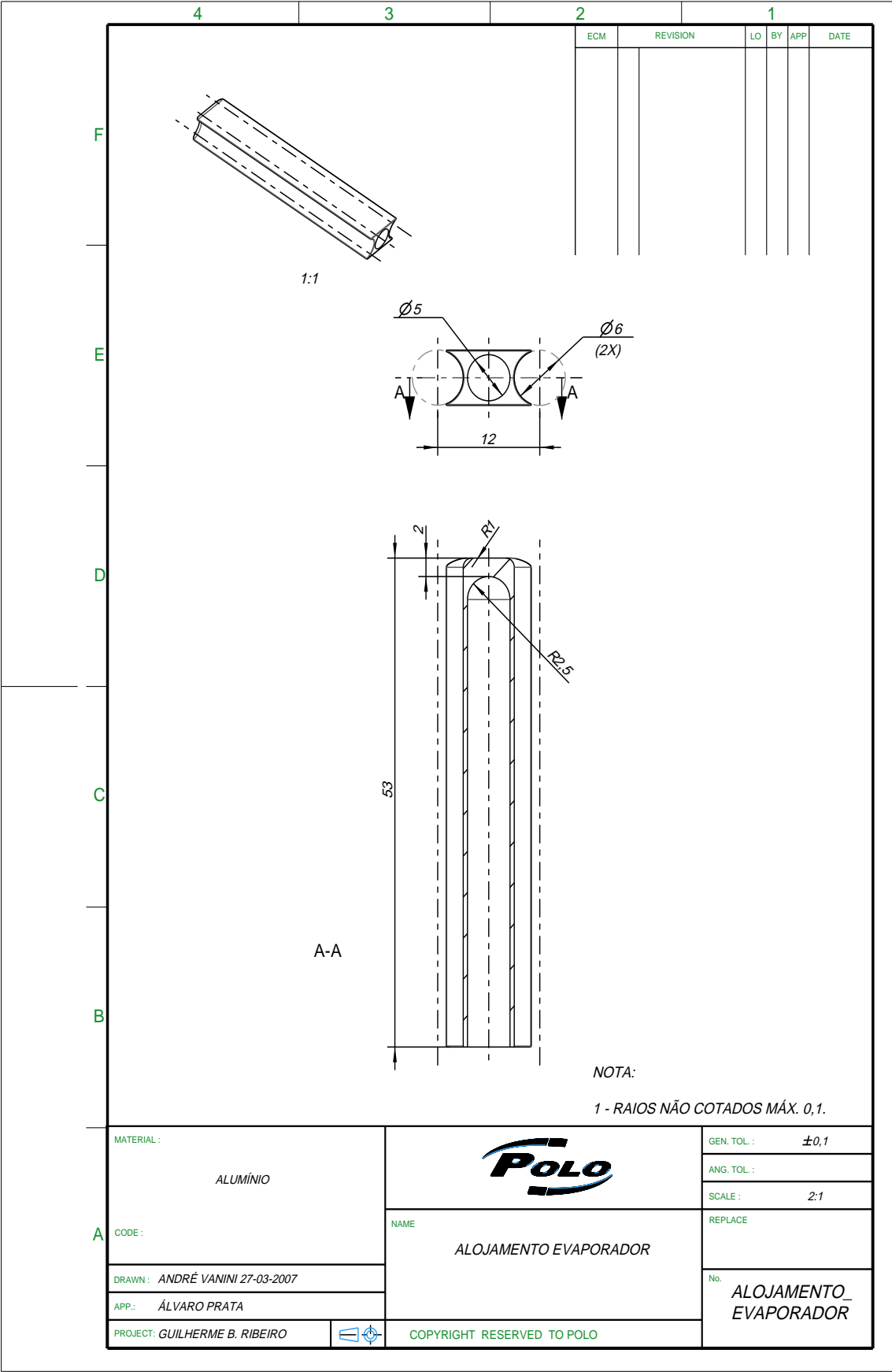


Figura C.2: Desenho técnico do evaporador acoplado a tubos de calor - Parte II

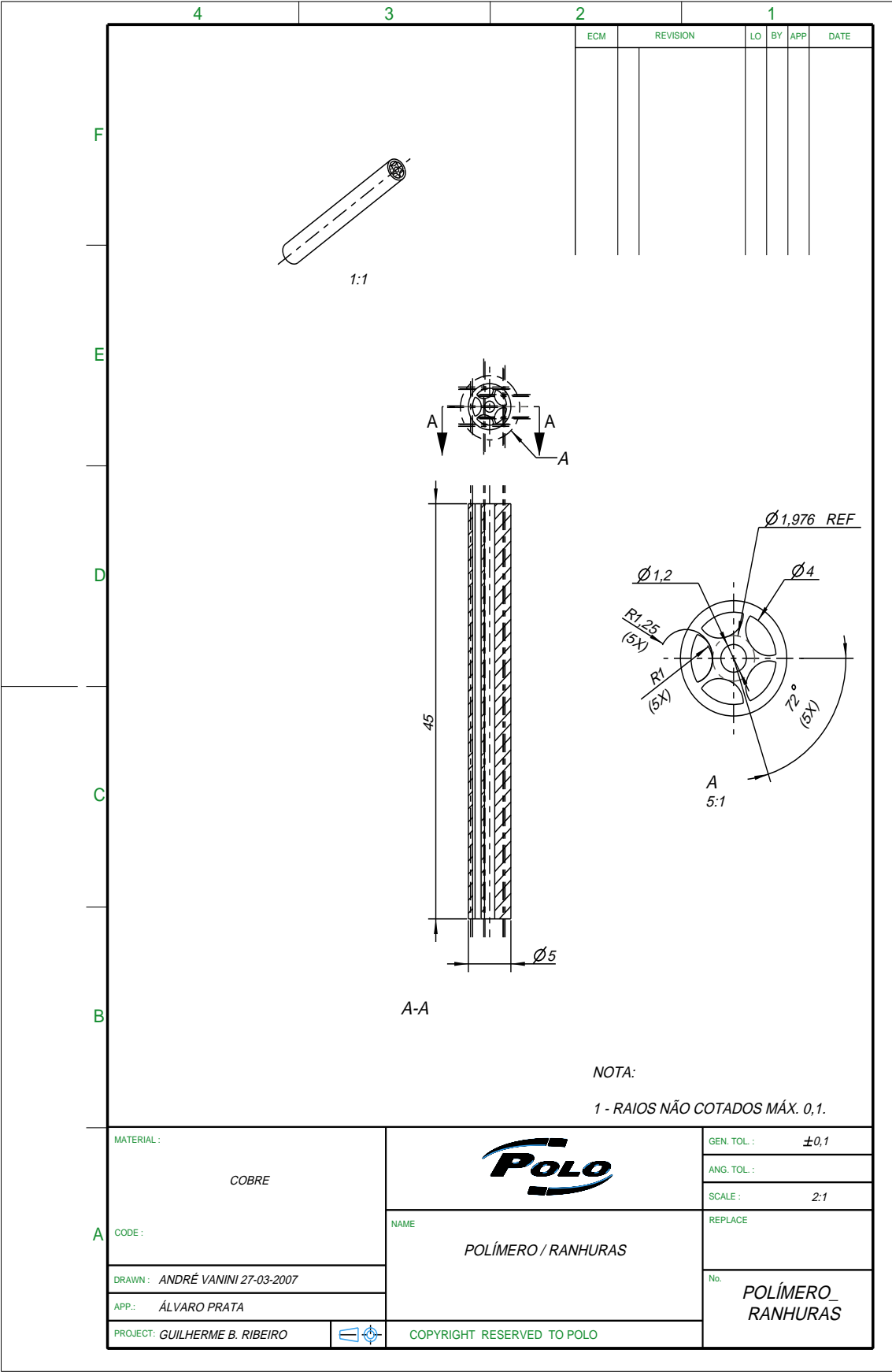


Figura C.3: Desenho técnico do evaporador acoplado a tubos de calor - Parte III

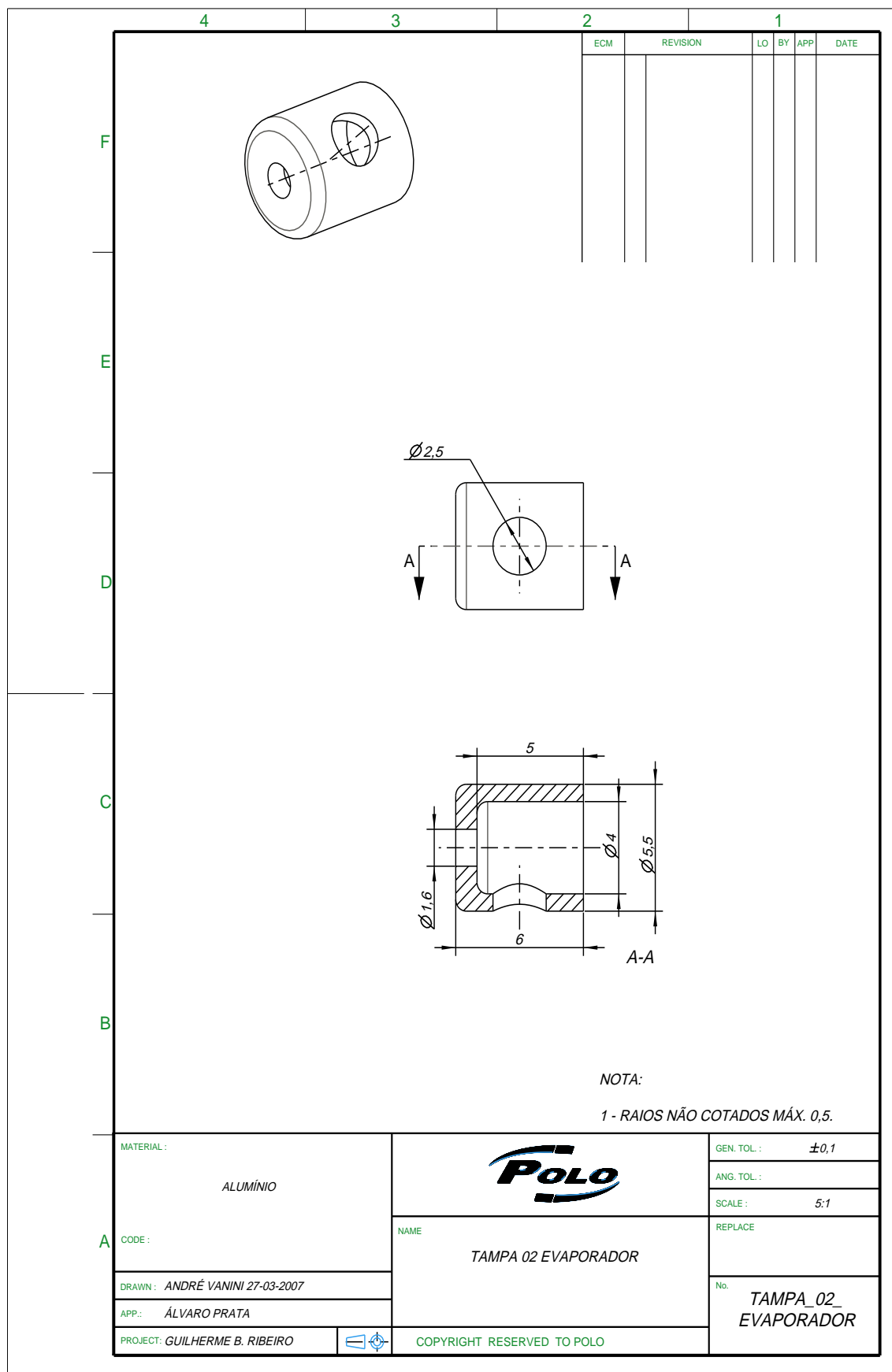


Figura C.4: Desenho técnico do evaporador acoplado a tubos de calor - Parte IV



Figura C.5: Desenho técnico do evaporador acoplado a tubos de calor - Parte V

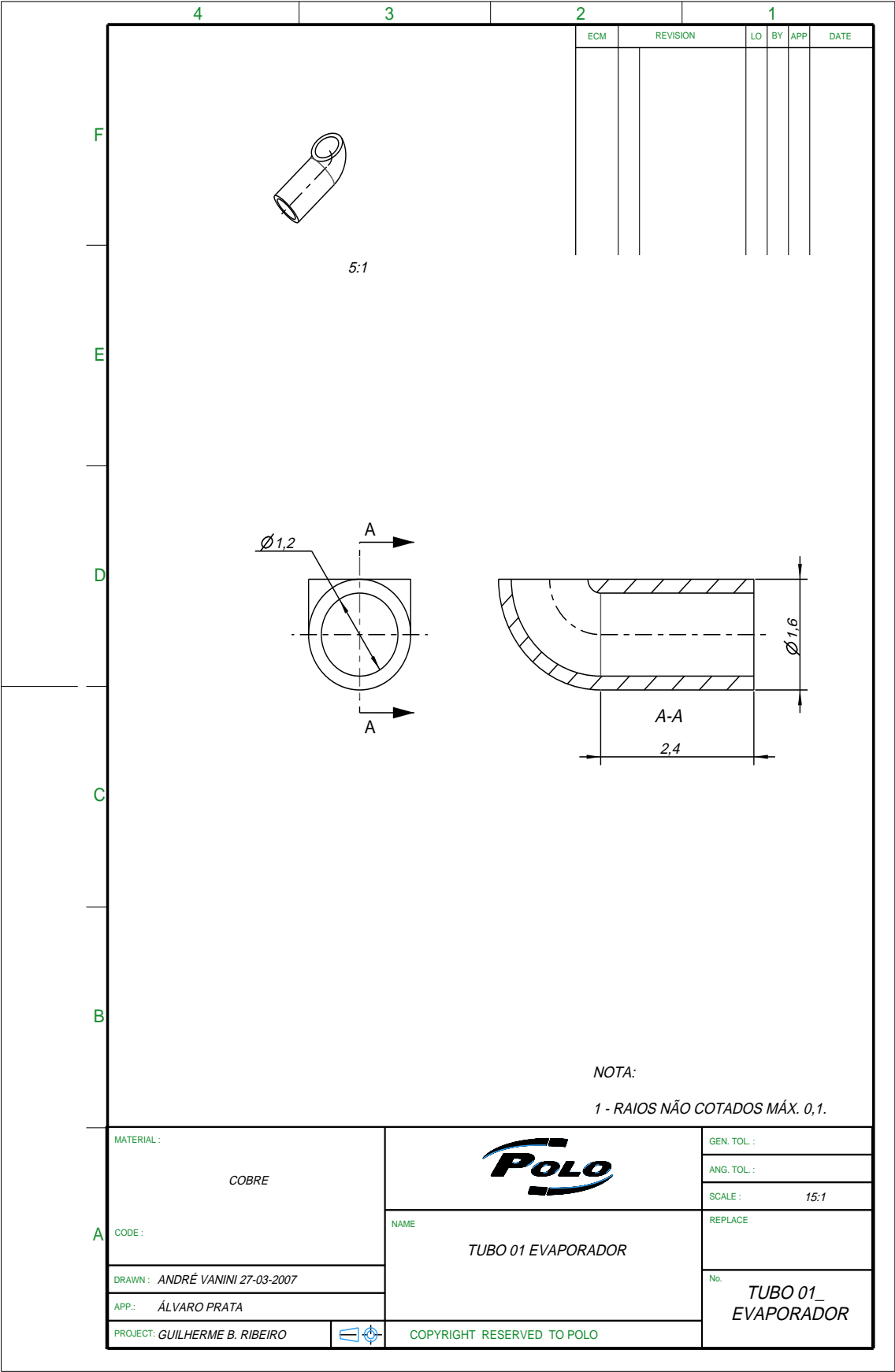


Figura C.6: Desenho técnico do evaporador acoplado a tubos de calor - Parte VI

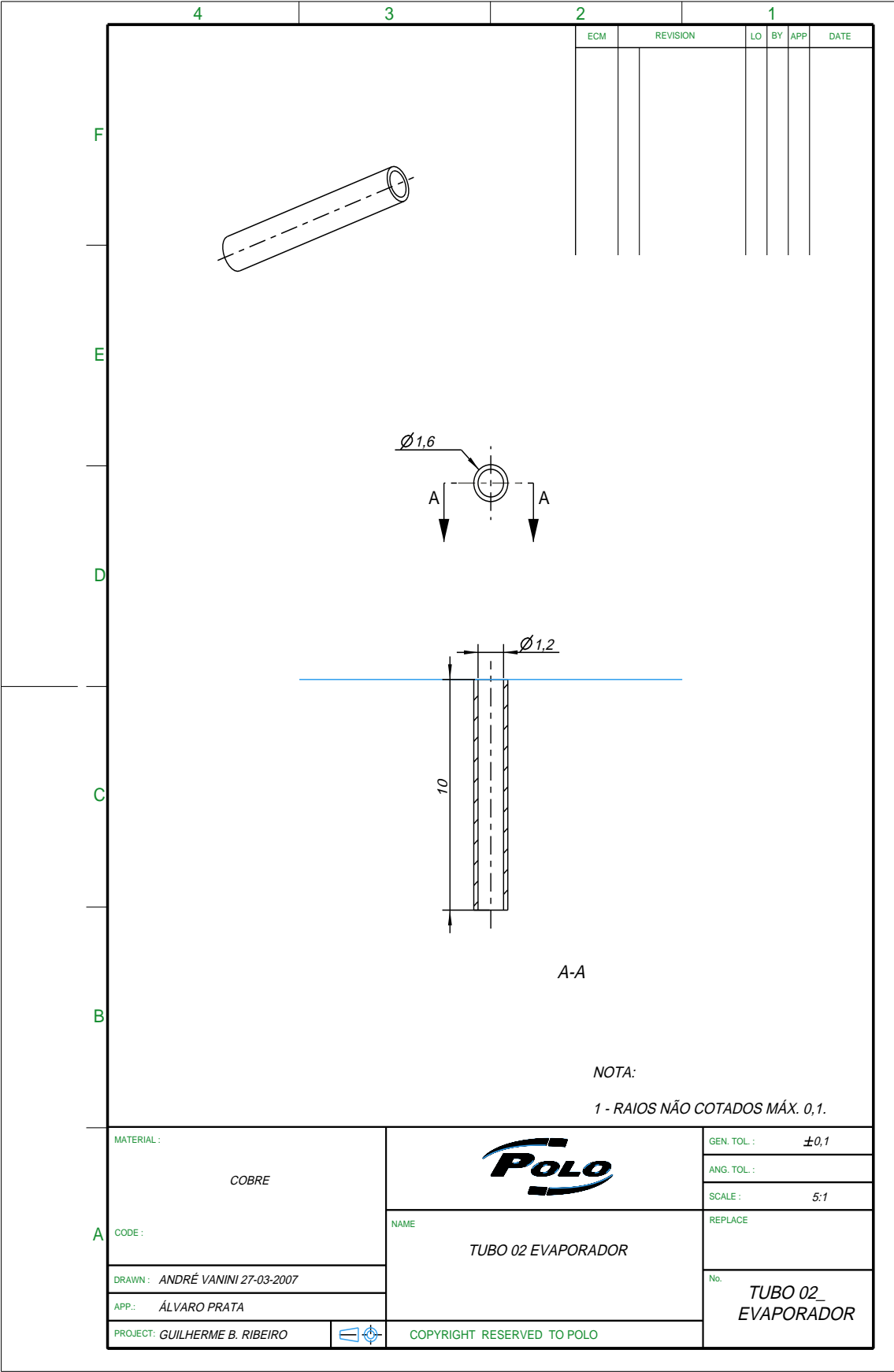


Figura C.7: Desenho técnico do evaporador acoplado a tubos de calor - Parte VII

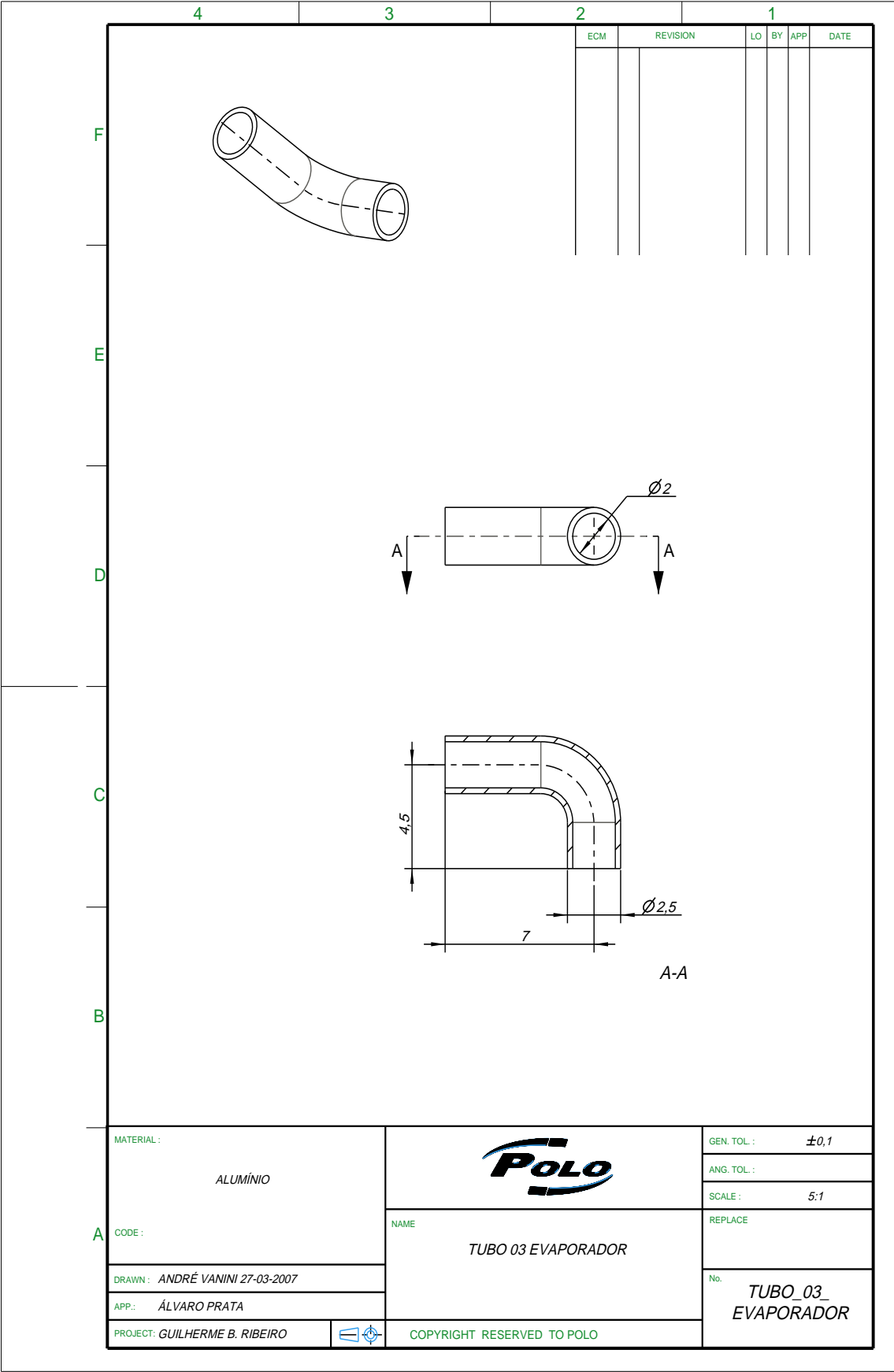


Figura C.8: Desenho técnico do evaporador acoplado a tubos de calor - Parte VIII

# Apêndice D

## Equipamentos e Instrumentos da Bancada Experimental

### D.1 Circuito do Ar

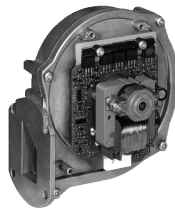


Figura D.1: Ventilador.

Fabricante: EBMPAPST

Especificação: RG100/1100-2012



Figura D.2: Bocal convergente.

Fabricante: Helander Metal Spinning Co.

Especificação: -





Figura D.3: Trocador de calor do banho termostático.

Fabricante: Embraco

Especificação: -



Figura D.4: Banho termostático.

Fabricante: Microquímica

Especificação: MQBMP-01

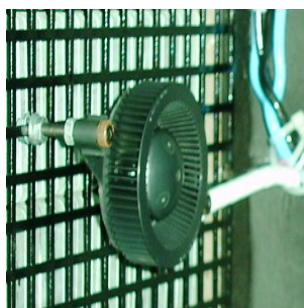


Figura D.5: Rotor.

Fabricante: NMB

Especificação: BM5115-04W-B50-L00

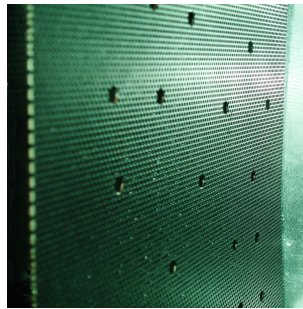


Figura D.6: Tela misturadora de ar.

Fabricante: Telas rocha

Especificação: -

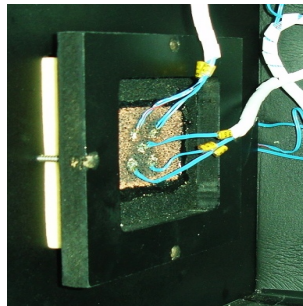


Figura D.7: Meio poroso.

Fabricante: Porvair

Especificação: -

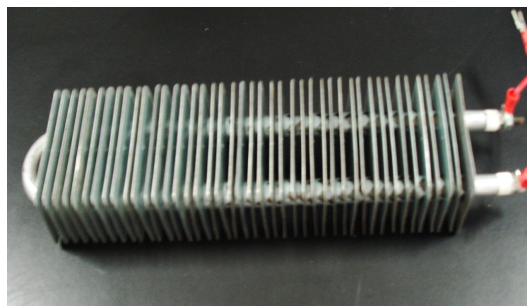


Figura D.8: Resistência elétrica.

Fabricante: Casa das resistências

Especificação: -



Figura D.9: Fonte de alimentação variável.

Fabricante: MCE - Microtécnica sistemas de energia

Especificação: FD 30-5



Figura D.10: Fonte de alimentação estabilizada.

Fabricante: MCE - Microtécnica sistemas de energia

Especificação: 875, 8140, 856, 866



Figura D.11: Termopar.

Fabricante: Omega

Especificação: PR-T-24-SLE



Figura D.12: Transdutor de pressão diferencial.

Fabricante: Dwyer instruments

Especificação: 607-3, 607-4



Figura D.13: Transdutor de umidade relativa.

Fabricante: Honeywell

Especificação: HiH-3610 series

## D.2 Circuito do Fuido Refrigerante



Figura D.14: Compressor.

Fabricante: Embraco

Especificação: Família EM



Figura D.15: Separador de óleo.

Fabricante: Danfoss

Especificação: OUB1

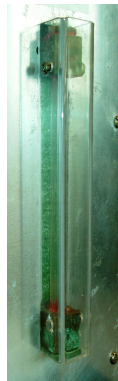


Figura D.16: Acumulador de líquido.

Fabricante: Parker

Especificação: -



Figura D.17: Medidor de vazão mássica.

Fabricante: Metroval

Especificação: RHM015



Figura D.18: Válvula de expansão.

Fabricante: Hoke

Especificação: -



Figura D.19: Válvula de expansão do evaporador.

Fabricante: Swagelok

Especificação: -

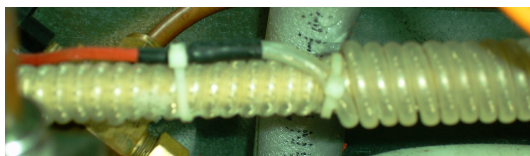


Figura D.20: Resistência elétrica siliconada.

Fabricante: Heatcon

Especificação: -



Figura D.21: Microcontrolador.

Fabricante: Eurotherm

Especificação: 2216e



Figura D.22: Transdutor de pressão absoluta.

Fabricante: Wika

Especificação: P-10



Figura D.23: Termopar.

Fabricante: Omega

Especificação: PR-T-24-SLE



Figura D.24: Termoresistência.

Fabricante: Omega

Especificação: PHE-7354-15

### D.3 Dissipadores de Calor



Figura D.25: Dissipador de calor.

Fabricante: Intel

Especificação: Yonah



Figura D.26: Fonte de alimentação variável.

Fabricante: MCE - Microtécnica sistemas de energia

Especificação: FD 60-5





Figura D.27: Transdutor de potência.

Fabricante: Yokogawa

Especificação: 2385A



Figura D.28: Transformador.

Fabricante: Maplin

Especificação: -

## Apêndice E

### Projeto do Circuito do Ar da Bancada Experimental

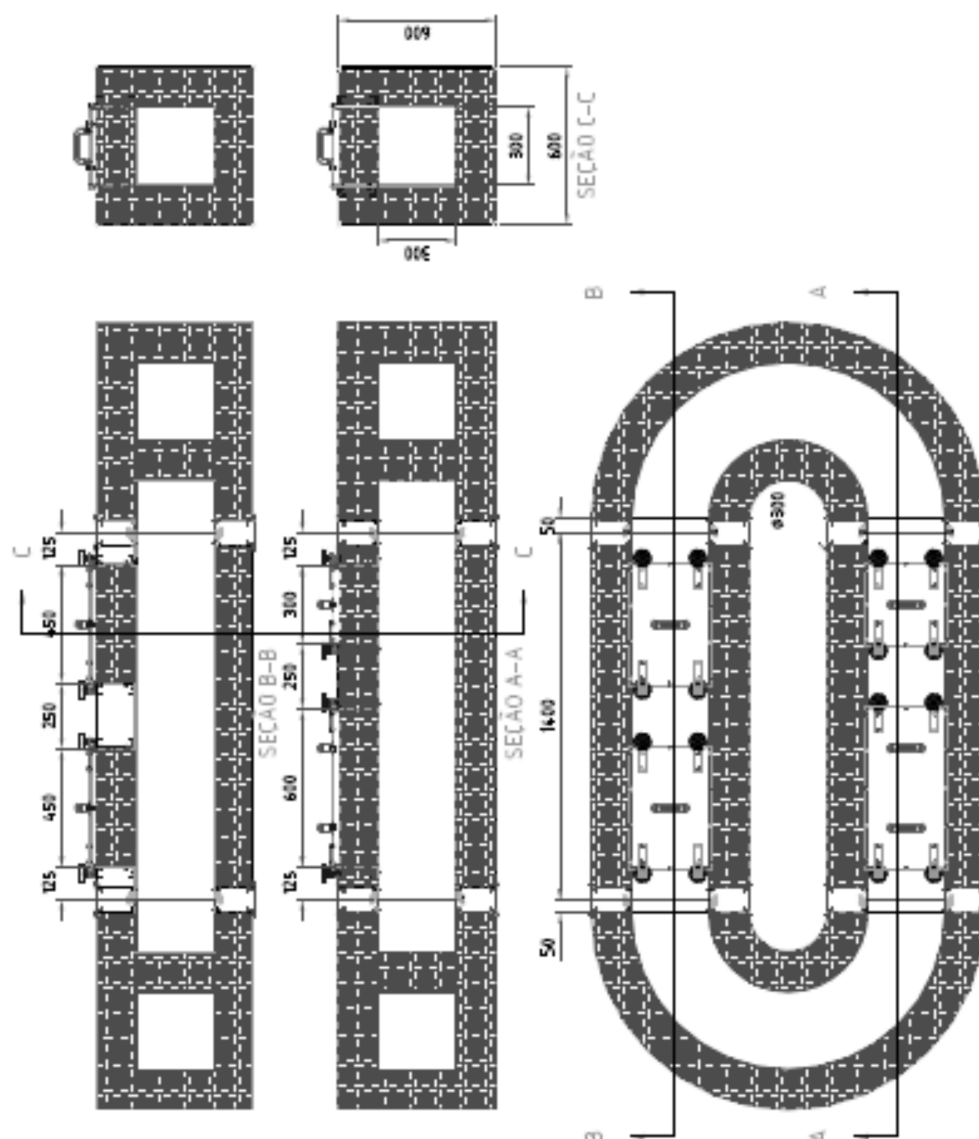


Figura E.1: Desenho técnico do circuito do ar da bancada experimental.

## Apêndice F

# Análise das Incertezas de Medição

As incertezas de medição foram calculadas de acordo com as recomendações relatadas pelo INMETRO (1998). As incertezas de medição de uma grandeza diretamente medida podem ser separadas em dois fatores: um considera a incerteza relativa a repetibilidade das medições ( $U_{rep}$ ), enquanto o outro fator considera a incerteza inerente ao sistema de medição empregado ( $U_{cal}$ ). A incerteza de medição combinada pode ser expressa da seguinte forma:

$$U = \sqrt{U_{rep}^2 + U_{cal}^2} \quad (F.1)$$

O fator  $U_{cal}$  foi obtido pela calibração dos instrumentos de medição e por informações fornecidas pelos fabricantes. O fator  $U_{rep}$  foi estimado com base nas medições adquiridas pelo sistema de aquisição de dados, durante a realização dos testes experimentais. O coeficiente  $t$  de *Student* foi considerado no cálculo da incerteza relativa a repetibilidade dos instrumentos de medição.

$$U_{rep} = \frac{ts}{\sqrt{n}} \quad (F.2)$$

$$s = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X}_n)^2}{n - 1}} \quad (F.3)$$

onde  $s$  é o desvio padrão,  $n$  são os números de pontos experimentais,  $X_i$  é a leitura individual do ponto e  $\bar{X}_n$  é a média das leituras.

Para a análise das incertezas de medições, utilizou-se uma confiabilidade de 95%.

Considerando que a frequência de aquisição imposta pelo programa de aquisição de dados é de aproximadamente 3 Hz e que os testes tiveram uma duração de 15 minutos, obteve-se então aproximadamente 2700 leituras. Para uma probabilidade de 95 %, foi adotado um coeficiente de *Student* do valor de 1,96.

A eq. F.4 a seguir mostra uma variável obtida em função de outras variáveis. Para a estimativa da incerteza dessa variável indiretamente medida, utilizou-se a equação F.6. Nesta etapa do trabalho, as derivadas parciais foram obtidas numericamente, com o uso do programa *EES*.

$$Y = f(X_1, X_2, \dots, X_n) \quad (\text{F.4})$$

$$U_Y = \sqrt{\left(\frac{\partial Y}{\partial X_1} U_{X_1}\right)^2 + \left(\frac{\partial Y}{\partial X_2} U_{X_2}\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial Y}{\partial X_n} U_{X_n}\right)^2} \quad (\text{F.5})$$

$$U_Y = \sqrt{\sum_i \left(\frac{\partial Y}{\partial X_i}\right)^2 U_{X_i}^2} \quad (\text{F.6})$$

A seguir são apresentadas as incertezas dos instrumentos de medição relacionadas ao cálculo da taxa de transferência de calor, no teste do condensador com meio poroso *A*, realizado na temperatura de condensação de 45 °C e vazão volumétrica do ar de  $1,4 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ .

Tabela F.1: Propagação de erros para a taxa de transferência de calor do condensador com meio poroso *A*, relativa às incertezas de medição dos instrumentos de medição.

Variável ( $X_i$ )	$U(X_i)_{cal}$	$\frac{\partial \dot{Q}_{ar}}{\partial X_i}$	Contribuição na incerteza [%]
$\Delta P_{cond}$	$\pm 0,379 \text{ Pa}$	0,000	0,00
$\Delta P_{cond,amb}$	$\pm 2,491 \text{ Pa}$	-0,000338	0,00
$\Delta P_b$	$\pm 0,453 \text{ Pa}$	0,099	0,21
$\Delta P_{b,amb}$	$\pm 2,491 \text{ Pa}$	0,000	0,00
$P_{cond}$	$\pm 1450 \text{ Pa}$	0,000	0,00
$\phi$	$\pm 2 \%$	1,199	0,06
$T_{antes}$	$\pm 0,166 \text{ °C}$	-4,243	51,08
$T_{depois}$	$\pm 0,166 \text{ °C}$	4,140	48,64
$T_b$	$\pm 0,166 \text{ °C}$	0,070	0,02

A incerteza relativa à repetibilidade das medições foi obtida da análise direta da taxa de transferência de calor. Pela soma quadrática das incertezas da eq. F.1, foi calculado que a incerteza da taxa de transferência de calor, neste teste experimental, foi de  $\pm 0,985 \text{ W}$ .

A seguir são mostrados as incertezas dos instrumentos de medição utilizados na avaliação do coeficiente global de transferência de calor do evaporador, na temperatura de evaporação de 45 °C, vazão mássica do fluido refrigerante de 1,50 kg/h e taxa de transferência de calor de 60 W.

Tabela F.2: Propagação de erros para o coeficiente global de transferência de calor do evaporador, relativa às incertezas de medição dos instrumentos de medição.

Variável ( $X_i$ )	$U(X_i)_{cal}$	$\frac{\partial \dot{Q}_{ar}}{\partial X_i}$	Contribuição na incerteza [%]
$P_{evap}$	$\pm 1450$ Pa	0,0000312	8,98
$\dot{Q}_{refri}$	$\pm 1,38$ W	-0,090	64,48
$T_{evap}$	$\pm 0,453$ °C	0,468	26,54

O mesmo procedimento descrito anteriormente nos testes experimentais dos condensadores foram aplicados nos testes dos evaporadores. Para o teste da Tabela F.2, foi calculada uma incerteza de  $\pm 0,151$  W/°C. Esta rotina de cálculo foi empregada em todos os testes experimentais realizados no presente trabalho.

## Apêndice G

### Gráficos dos Condensadores para

$$\dot{m}_{ref} = 0,47 \text{ kg/h}$$

#### G.1 Condensadores Aletados com Micro-canais

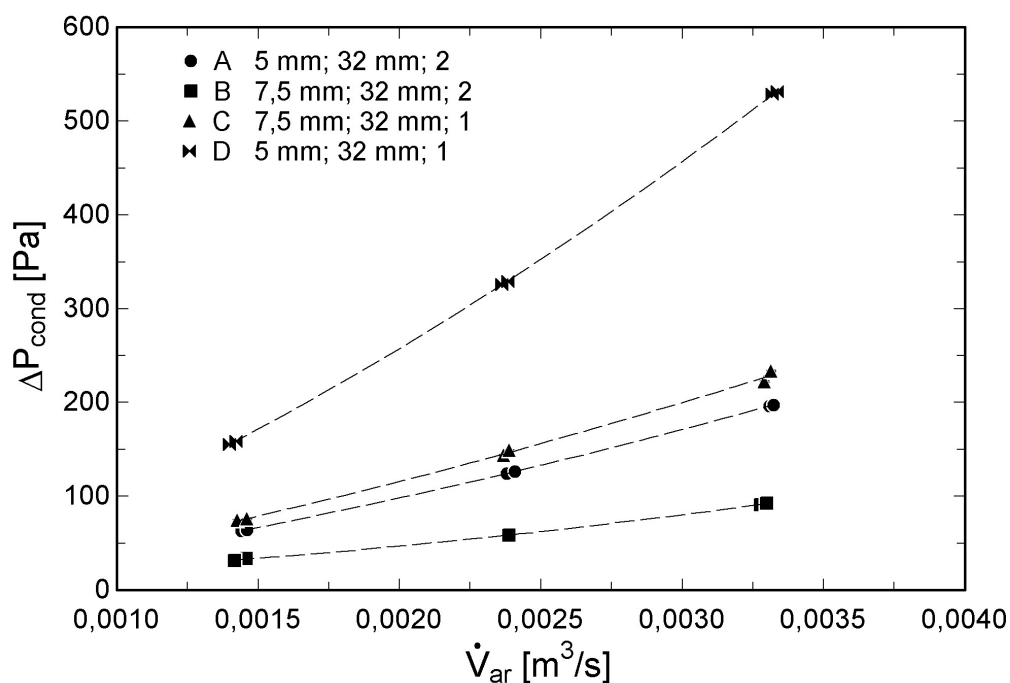


Figura G.1: Gráfico da influência da altura das aletas e da quantidade de conjuntos de aletas na queda de pressão dos condensadores aletados com micro-canais, para  $T_{cond} = 45$  °C,  $\dot{m}_{ref} = 0,47 \text{ kg/h}$  e  $T_{ar,ent} = 25$  °C.

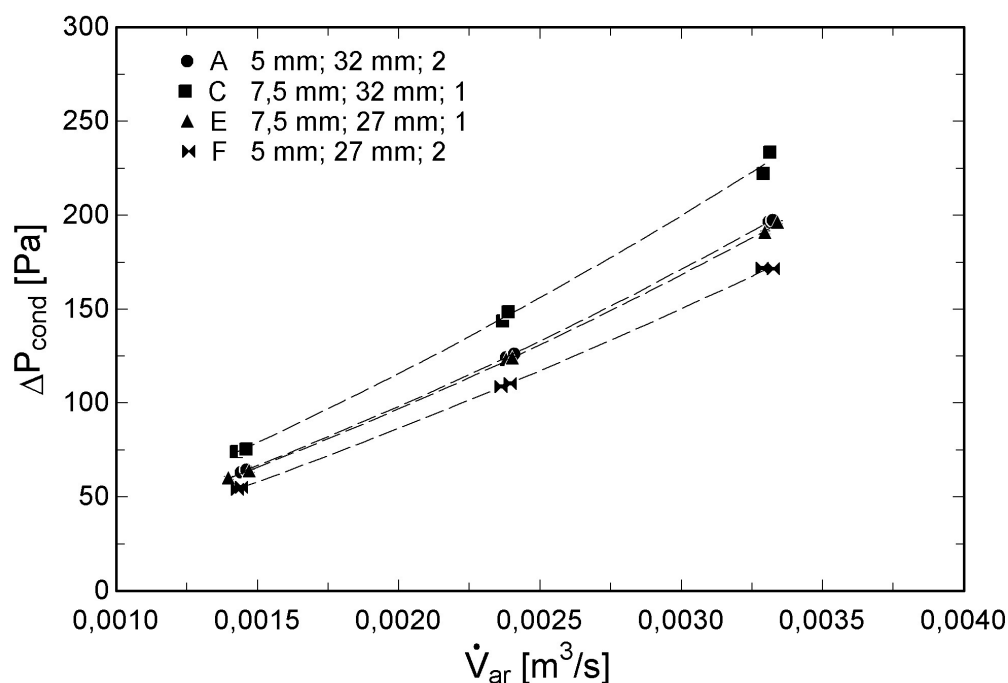


Figura G.2: Gráfico da influência do comprimento das aletas na queda de pressão dos condensadores aletados com micro-canais, para  $T_{cond} = 45 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $\dot{m}_{ref} = 0,47 \text{ kg/h}$  e  $T_{ar,ent} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

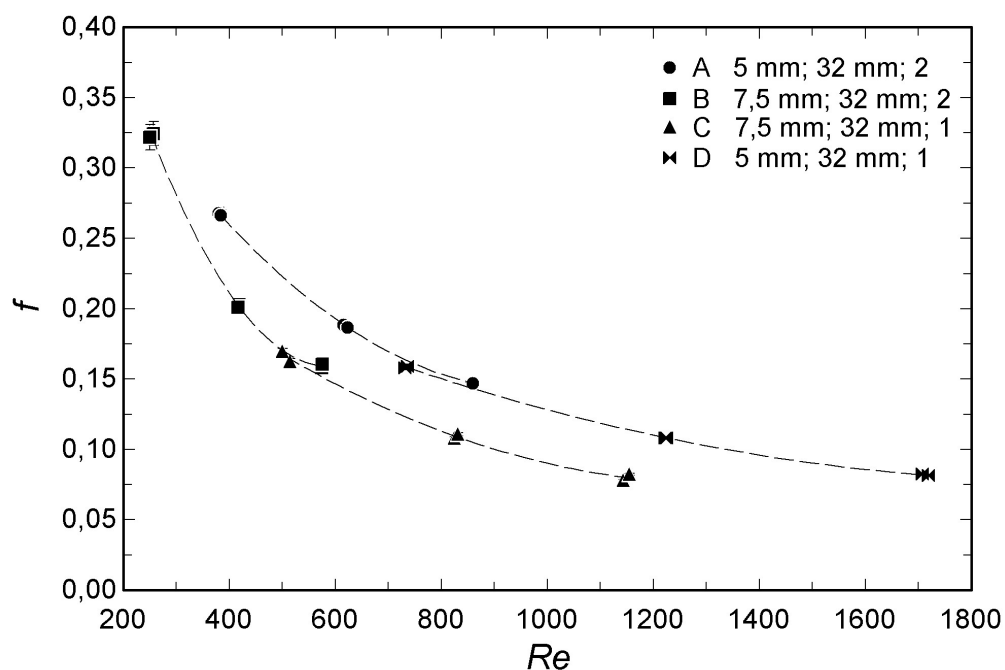


Figura G.3: Gráfico da influência da altura das aletas e da quantidade de conjuntos de aletas no fator de atrito dos condensadores aletados com micro-canais, para  $T_{cond} = 45 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $\dot{m}_{ref} = 0,47 \text{ kg/h}$  e  $T_{ar,ent} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .



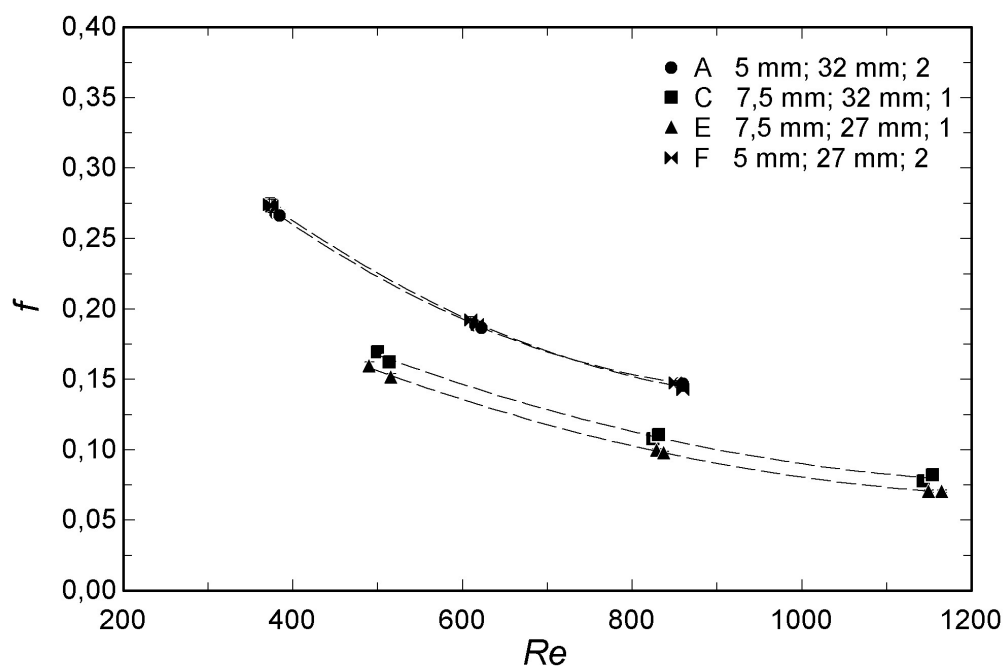


Figura G.4: Gráfico da influência do comprimento das aletas no fator de atrito dos condensadores aletados com micro-canais, para  $T_{cond} = 45 \text{ °C}$ ,  $\dot{m}_{ref} = 0,47 \text{ kg/h}$  e  $T_{ar,ent} = 25 \text{ °C}$ .

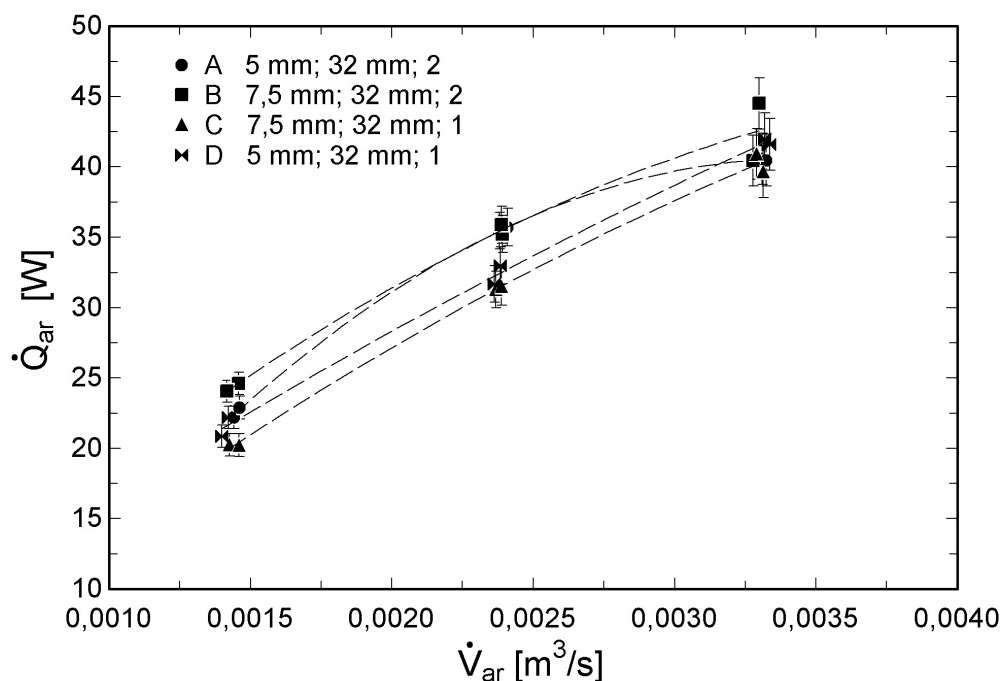


Figura G.5: Gráfico da influência da altura das aletas e da quantidade de conjuntos de aletas na taxa de transferência de calor dos condensadores aletados com micro-canais, para  $T_{cond} = 45 \text{ °C}$ ,  $\dot{m}_{ref} = 0,47 \text{ kg/h}$  e  $T_{ar,ent} = 25 \text{ °C}$ .

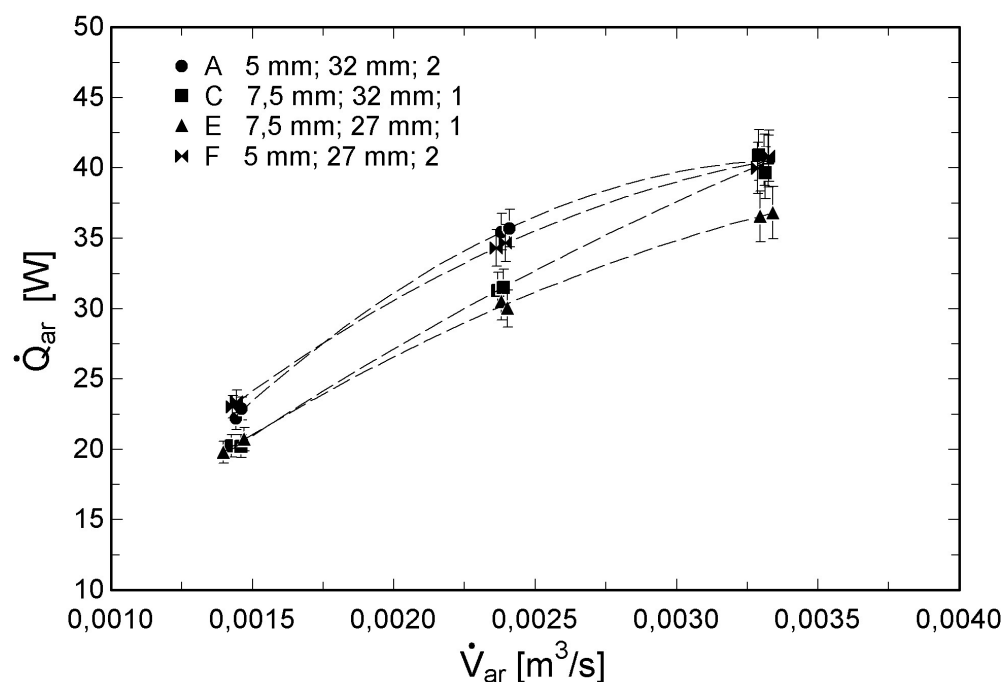


Figura G.6: Gráfico da influência do comprimento das aletas na taxa de transferência de calor dos condensadores aletados com micro-canais, para  $T_{cond} = 45 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $\dot{m}_{ref} = 0,47 \text{ kg/h}$  e  $T_{ar,ent} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

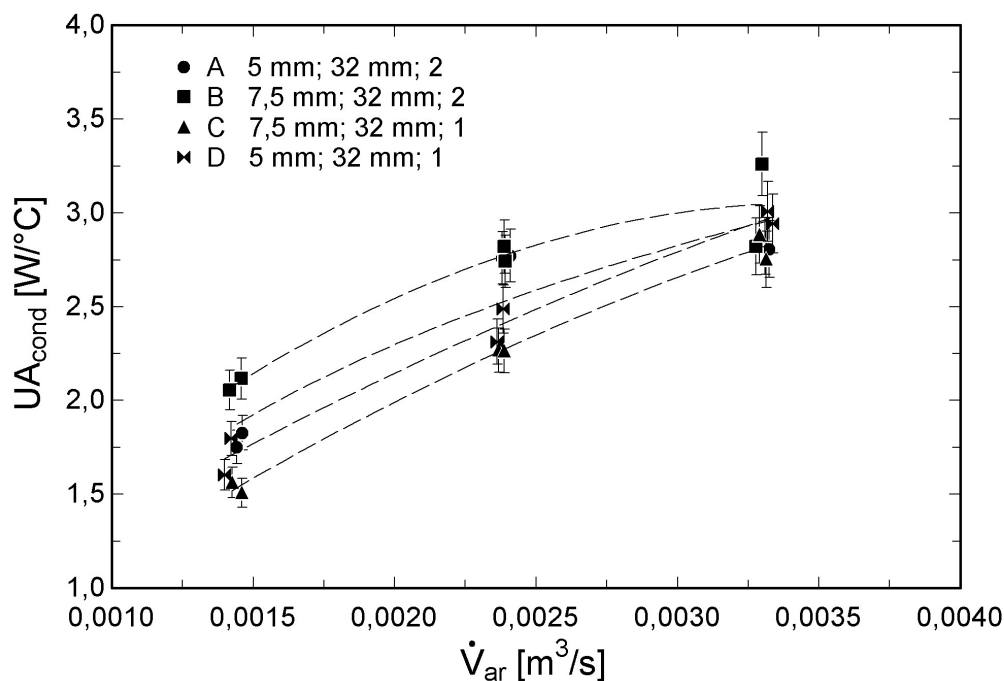


Figura G.7: Gráfico da influência da altura das aletas e da quantidade de conjuntos de aletas no coeficiente global de transferência de calor dos condensadores aletados com micro-canais, para  $T_{cond} = 45 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $\dot{m}_{ref} = 0,47 \text{ kg/h}$  e  $T_{ar,ent} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

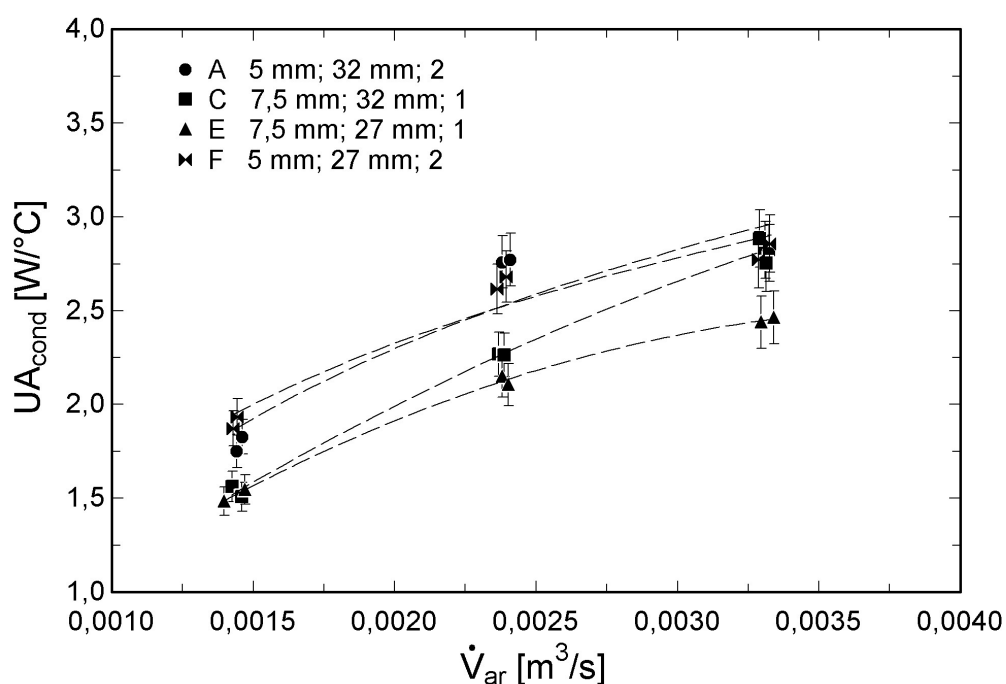


Figura G.8: Gráfico da influência do comprimento das aletas no coeficiente global de transferência de calor dos condensadores aletados com micro-canais, para  $T_{cond} = 45 \text{ °C}$ ,  $\dot{m}_{ref} = 0,47 \text{ kg/h}$  e  $T_{ar,ent} = 25 \text{ °C}$ .

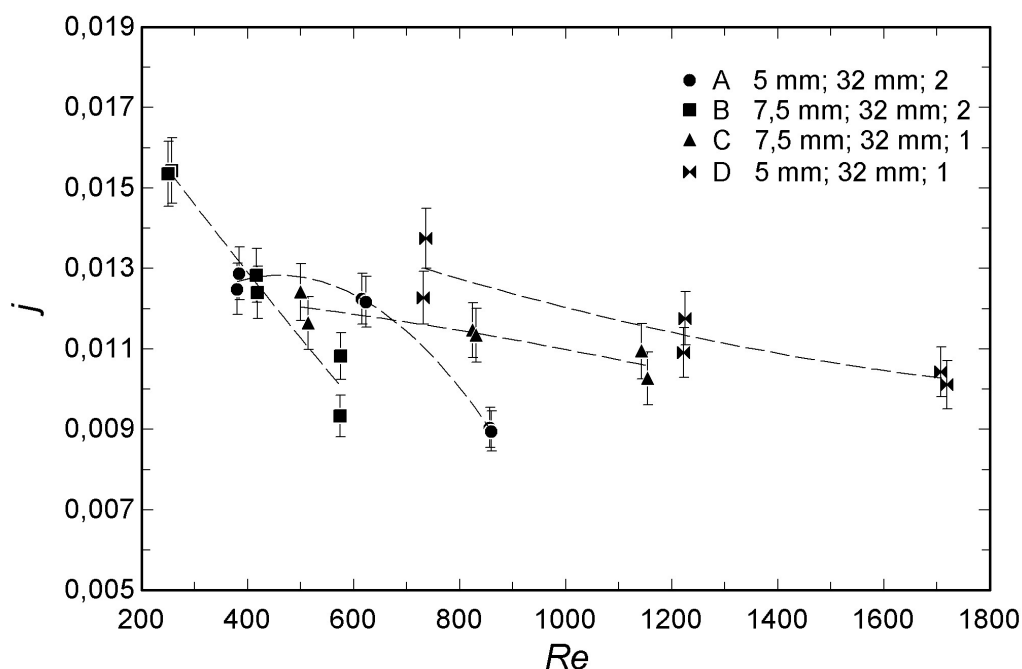


Figura G.9: Gráfico da influência da altura das aletas e da quantidade de conjuntos de aletas no fator de Colburn dos condensadores aletados com micro-canais, para  $T_{cond} = 45 \text{ °C}$ ,  $\dot{m}_{ref} = 0,47 \text{ kg/h}$  e  $T_{ar,ent} = 25 \text{ °C}$ .

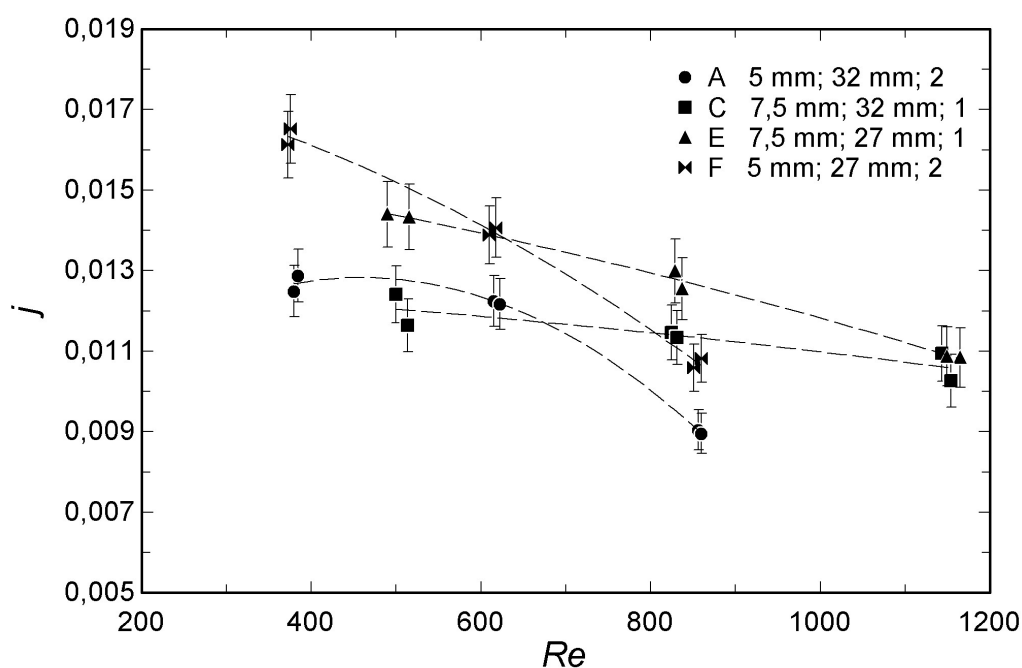


Figura G.10: Gráfico da influência do comprimento das aletas no fator de Colburn dos condensadores aletados com micro-canais, para  $T_{cond} = 45 \text{ °C}$ ,  $\dot{m}_{ref} = 0,47 \text{ kg/h}$  e  $T_{ar,ent} = 25 \text{ °C}$ .

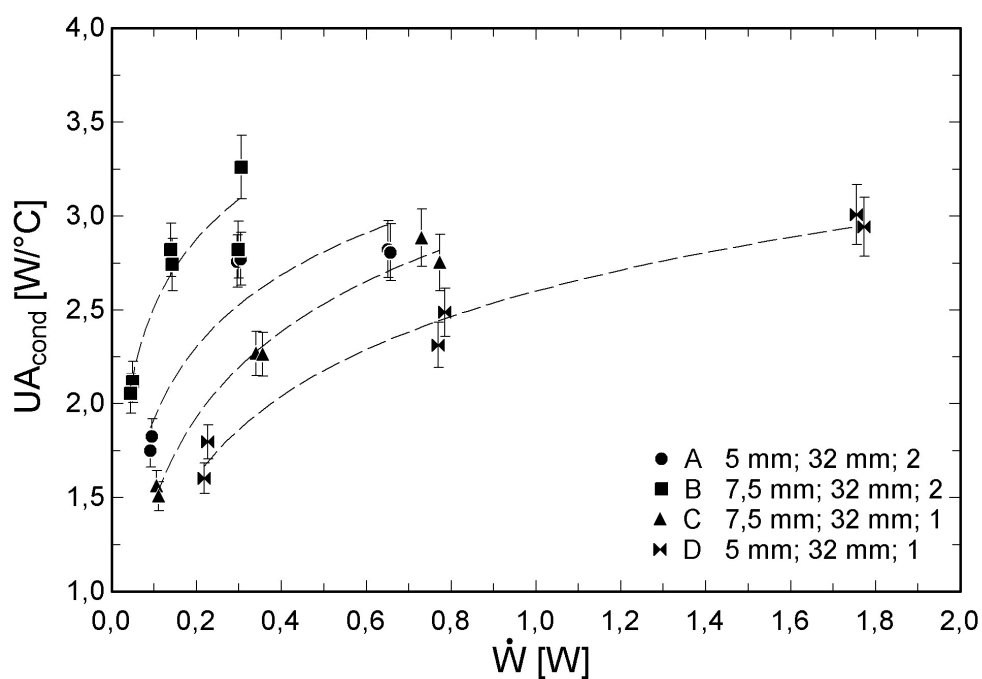


Figura G.11: Gráfico da influência da altura das aletas e da quantidade de conjuntos de aletas na potência de bombeamento requerida pelos condensadores aletados com micro-canais, para  $T_{cond} = 45 \text{ °C}$ ,  $\dot{m}_{ref} = 0,47 \text{ kg/h}$  e  $T_{ar,ent} = 25 \text{ °C}$ .

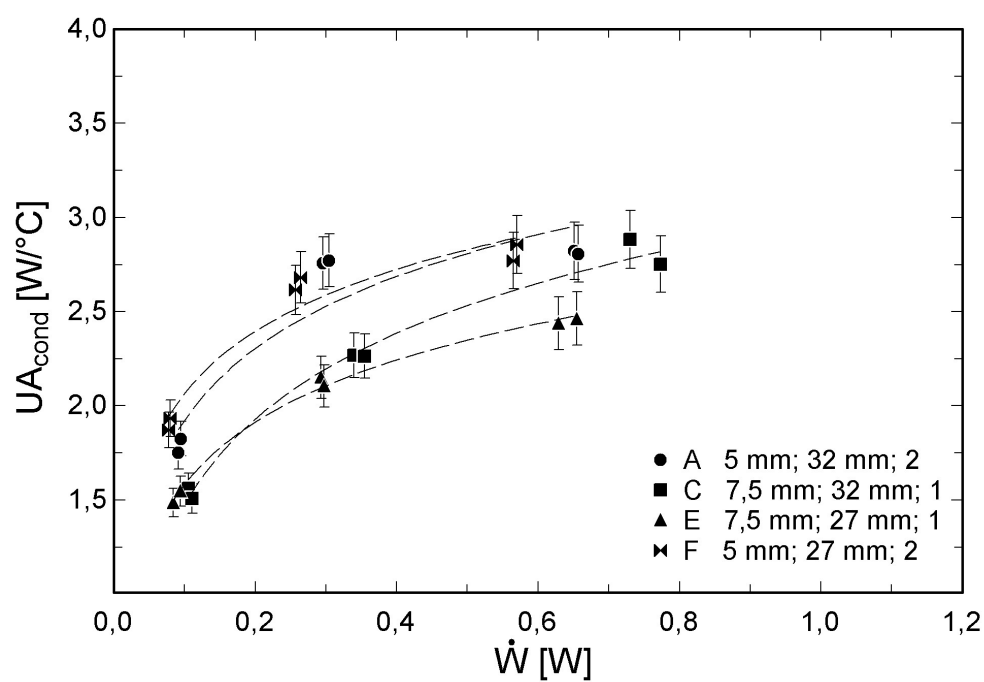


Figura G.12: Gráfico da influência do comprimento das aletas na potência de bombeamento requerida pelos condensadores aletados com micro-canais, para  $T_{cond} = 45 \text{ °C}$ ,  $\dot{m}_{ref} = 0,47 \text{ kg/h}$  e  $T_{ar,ent} = 25 \text{ °C}$ .

## G.2 Condensadores Porosos com Micro-canais

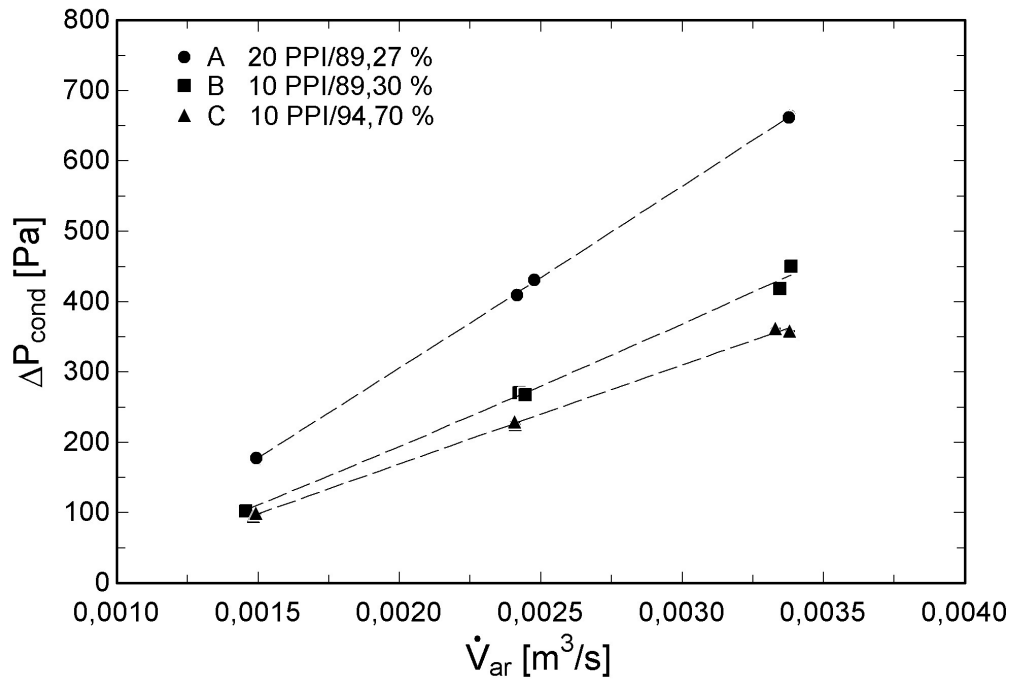


Figura G.13: Gráfico da influência do número de poros e da porosidade na queda de pressão dos condensadores com meios porosos, para  $T_{cond} = 45 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $\dot{m}_{ref} = 0,47 \text{ kg/h}$  e  $T_{ar,ent} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

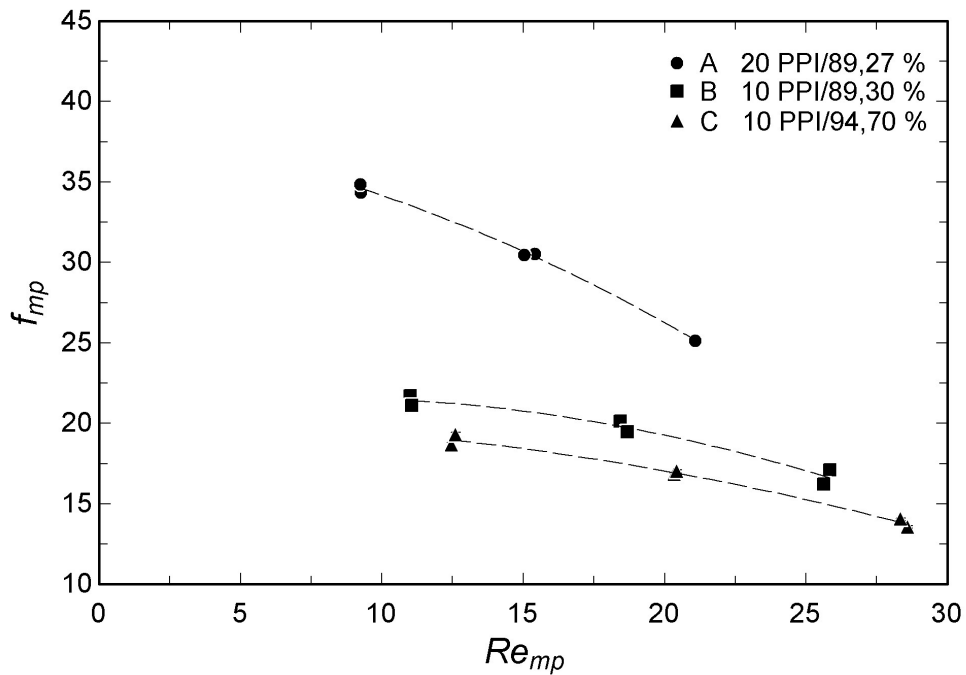


Figura G.14: Gráfico da influência do número de poros e da porosidade no fator de atrito dos condensadores com meios porosos, para  $T_{cond} = 45 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $\dot{m}_{ref} = 0,47 \text{ kg/h}$  e  $T_{ar,ent} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

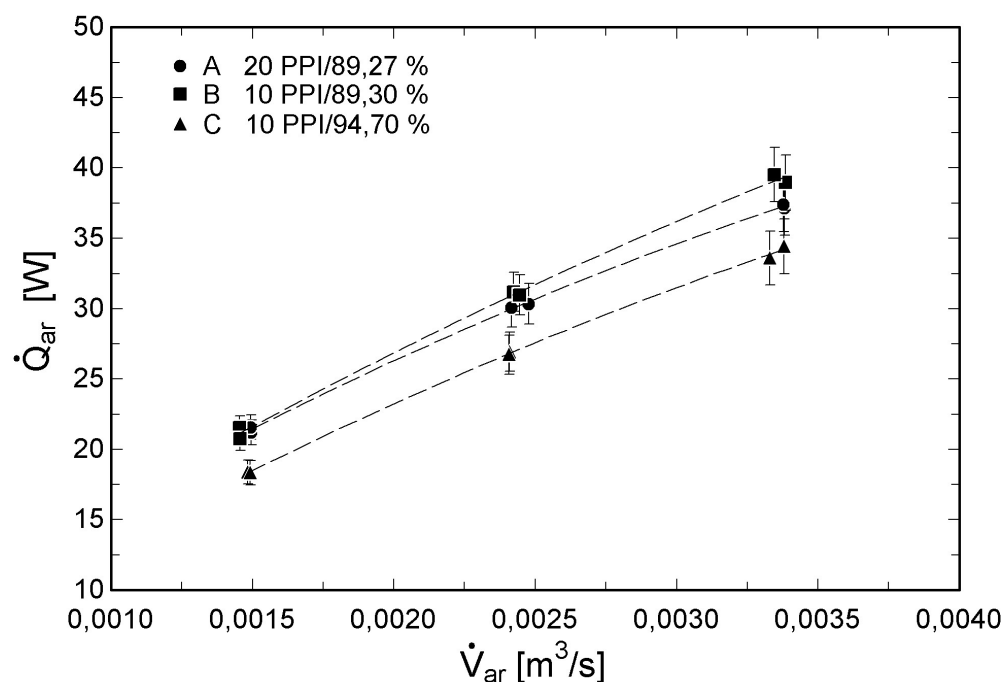


Figura G.15: Gráfico da influência do número de poros e da porosidade na taxa de transferência de calor dos condensadores com meios porosos, para  $T_{cond} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\dot{m}_{ref} = 0,47 \text{ kg/h}$  e  $T_{ar,ent} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ .

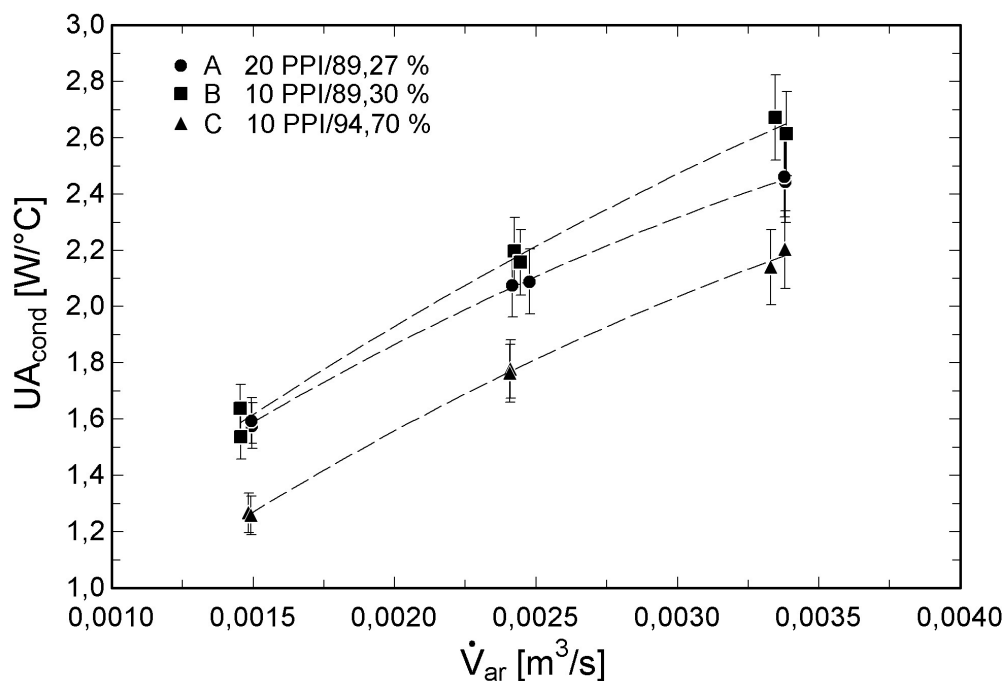


Figura G.16: Gráfico da influência do número de poros e da porosidade no coeficiente global de transferência de calor dos condensadores com meios porosos, para  $T_{cond} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\dot{m}_{ref} = 0,47 \text{ kg/h}$  e  $T_{ar,ent} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ .

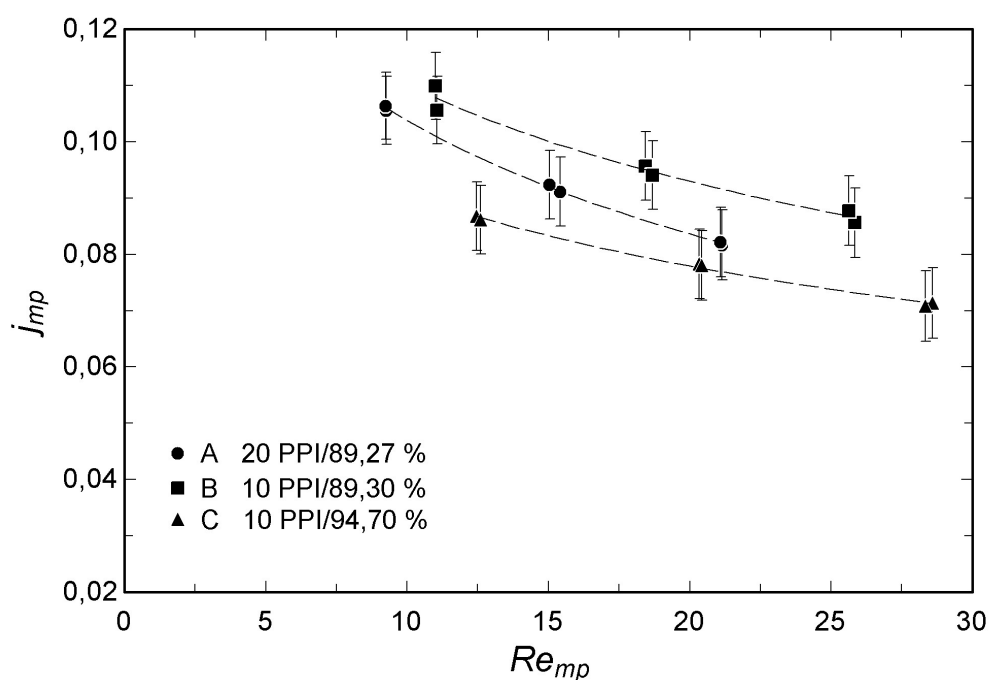


Figura G.17: Gráfico da influência do número de poros e da porosidade no fator de Colburn dos condensadores com meios porosos, para  $T_{cond} = 45 \text{ °C}$ ,  $\dot{m}_{ref} = 0,47 \text{ kg/h}$  e  $T_{ar,ent} = 25 \text{ °C}$ .

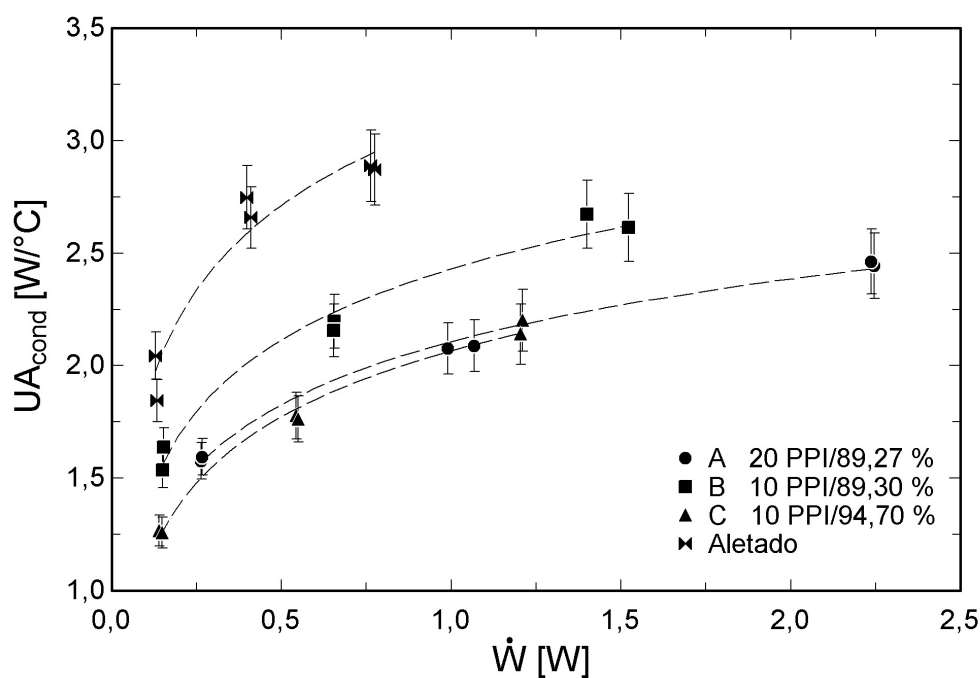


Figura G.18: Gráfico da influência do número de poros e da porosidade na potência de bombeamento requerida pelos condensadores com meios porosos, para  $T_{cond} = 45 \text{ °C}$ ,  $\dot{m}_{ref} = 0,47 \text{ kg/h}$  e  $T_{ar,ent} = 25 \text{ °C}$ .